DIE EXPLOSIONS-GASTURBINE ALS REAKTIONSTURBINE (ALS EINSTUFIGER SCHNELLÄUFER!)...

Richard Maximilian Ferdinand Albert Wegner von Dallwitz

Digitized by Google

Verlag von C. J. E. Volckmann, Nachfolger, Rostock.

Studien zur Frage der Gasturbine
von **Rudolf Barkow**, Ingenieur. Mit 13 Figuren. Preis **Mk. 1.25**

Die Aussichten der Gasturbine.
Eine eingehende Studie vom Standpunkt des Turbinenpraktikers von **Felix Langen**, Ingenieur. Preis **Mk. 1.—**

Eine praktisch brauchbare Gasturbine.
Versuch einer Lösung des Gasturbinen-Problems mit einem vollständig durchkonstruierten Beispiel von **Dr. R. Wegner**, Physiker und Dipl. Ingenieur. Mit 6 Abbildg. Preis **Mk. 1.—**

Der Gasstromerzeuger.
Eine neue Wärmekraftmaschine für motorische und Heizzwecke im Motorenbau, in der Kalk- und Zement-Fabrikation, der keramischen und chemisch-technischen Industrie, Metallurgie etc. und in der Luftschiffahrt von **Dr. R. Wegner**, Physiker und Dipl. Ingenieur. Mit 7 Abbild. Preis **Mk. 1.50**

Die Dampfturbine von Zoelly von **Max Dietrich**, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 14 Abbildungen und Tabelle der Versuchsresultate. Dritte Auflage . . . . . **Mark 1.—**

Die Dampfturbine von Parsons. Mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung als Schiffsmaschine | von **Max Dietrich**, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 17 Abbildungen und Tabellen. **Mark 1.50**

Die Dampfturbine von Rateau. Mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung als Schiffsmaschine | von **Max Dietrich**, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 15 Abbildungen und Tabellen. **Mark 1.50**

Die Dampfturbine der A. E.-G. (Allgem. Elektrizitäts-Ges.), die **Riedler-Stumpf-** und **Curtis-Turbine** | von **Max Dietrich**, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 25 Abbildungen und Tabellen. **Mark 1.50**

Die Dampfturbine von Schulz für Land- und Schiffszwecke. Mit besonderer Berücksichtigung der Kriegsschiffe | von **Max Dietrich**, Marine-Oberingenieur a. D. Mit 39 Abbildungen und 4 Tabellen. **Mark 2.—**

Die

Explosions-Gasturbine

als

Reaktionsturbine

(als einstufiger Schnelläufer!)

in Theorie und Konstruktion

von

Dr. Wegner-Dallwitz

Physiker und Dipl.-Ingenieur in Heidelberg.

Mit 8 Abbildungen.

Rostock i. M.
C. J. E. Volckmann Nachfolger
1908.

Digitized by Google

TJ778
W4

Versuche mit Explosionsgasstromerzeugern*) bewiesen, dass zur Verwirklichung der Gasturbine im Prinzip damit das Richtige getroffen war. Eine Kombination des Gasstromerzeugers mit einer Turbine ergibt aber einen Gesamtmotor, der für den praktischen Gebrauch zu kompliziert ist. Die Praxis verlangt einfache Motore. Es galt nun, die Vorrichtung einer durchgreifenden Vereinfachung zu unterziehen, die unbedingt notwendig war, wenn die Gasturbine in erfolgreiche Konkurrenz mit anderen Motoren treten sollte.

Die durchgreifende Vereinfachung ist nun gelungen. Dadurch ist man mit einem Schlage zu einer wirklichen Gasturbine, zu einem selbstständigen Motor gelangt, der keiner besonderen Gasstromerzeuger, aber auch keiner Kompressoren mehr bedarf. Das wird dadurch erreicht, dass der alte Explosions-Gasstromerzeuger selbst auf die Turbinenwelle gesetzt wird, allerdings in sehr reduzierter Form, und nun mit ihr rotiert, und dass man ein anderes Turbinenprinzip wählt, das Reaktionsprinzip, das bei den Dampfturbinen nur nebenbei angewendet wird. In diesem Prinzip bringt der rotierende Gasstromerzeuger sich selbst zur Rotation, ist seine eigene Turbine.

In dieser Weise lässt sich der Aufbau der neuen Turbine aber nur von ihrem historischen Werdegang aus auffassen, denn praktisch ist etwas ganz Neues entstanden, das auch den Konstrukteur vor ganz neue theoretische und praktische Aufgaben stellt. Eine fix und fertige derartige Gasturbine kann auch nur aus der Werkstatt kommen. Wohl aber kann man vom Konstruktionstisch aus dadurch Wesentliches zur Lösung des Gasturbinenproblems beitragen, dass man der Werkstatt ausführbare Baupläne unterbreitet und die theoretischen Schwierigkeiten aus dem Wege räumt. In diesem Sinne will das vorliegende Schriftchen aufgenommen sein.

Der alte Gasstromerzeuger scheidet damit ganz aus dem Turbinenbetrieb aus. Er ist ja auch an sich schon ein selbstständiger Motor für solche Zwecke, bei denen es auf den Heizwert eines Gasstromes mit grosser Strömungsenergie ankommt, z. B. im Hochofen-Betrieb, für Trocken- und Dörr-, Brenn- und Glüh-Zwecke.)*

(* Näheres über Gasstromerzeuger findet man in den Broschüren: „Eine praktisch brauchbare Gasturbine 1907", Mk. 1.—, und der „Gasstromerzeuger 1907", Mk. 1.50, gleichen Verlages.

Digitized by Google

Inhalt.

	Seite
Das Prinzip der vorliegenden Explosions-Gasturbine . . .	6
Der thermische Wirkungsgrad der Explosions-Gasturbine .	8
Diskussion der Tabellenwerte für den thermischen Wirkungsgrad	21
Die Regulierbarkeit der Gasturbine	24
Weitere Diskussion der Tabelle III	27
Die Konstruktion der Reaktionsräder aus Röhren gleicher Festigkeit	28
Der Kammerschluss und die Düse mit der Zündvorrichtung	34
Die Dimensionen der Explosionskammern bei verschiedenen Leistungen der Explosions-Gasturbine	35
Die Dimensionen der Düsen bei verschiedenen Leistungen der Explosions-Gasturbine	37
Die Dimensionen von Gasturbinen von 3 bis 10000 Pferdestärken	39
Der Aufbau des einstufigen Schnellläufers	46
Die Regulier-Vorrichtung der Gasturbine	47
Die Kühleinrichtung der Gasturbine	49
Die auf ein Vakuum arbeitende Gasturbine	50
Die Rückschlag-Ventile der Gasturbine	50
Die praktischen Eigenschaften des einstufigen Schnellläufers	52

299137

Digitized by Google

Alle Rechte
vom Verlage vorbehalten.

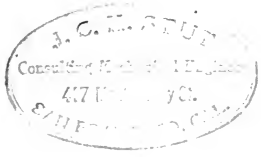
Digitized by Google

Die

Explosions-Gasturbine

a's

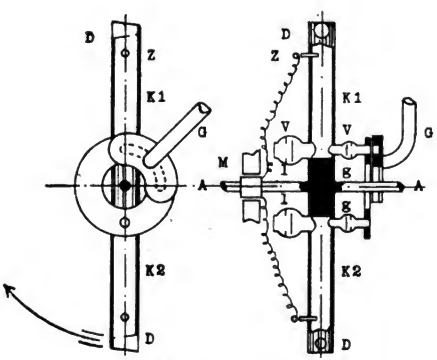
Reaktionsturbine



Digitized by Google

Das Prinzip der vorliegenden Explosions-Gasturbine.

In Figur 1 ist das Schema des Verfahrens zum Betriebe dieser Turbine dargestellt. Um die Achse A rotiert ein Rohr in der Pfeilrichtung. Die schematische Abbildung zeigt das Rohr einmal parallel und einmal quer zur Achse durchschnitten. Das Rohr ist an den der Welle abgekehrten Enden verschlossen. Unmittelbar an jedem Ende des Rohres sitzt entgegengesetzt seiner Umdrehungsrichtung je eine Lavaldüse D. In der Gegend der Achse ist das Rohr ebenfalls verschlossen, so dass zwei getrennte Kammern K1 und K2 entstehen.



Figur 1.

In jede Kammer mündet seitlich eine Luftzuleitung l und eine Gaszuleitung g ein, die durch die Rückschlagventile V verschlossen werden, wenn in der Kammer ein grösserer Druck

Digitized by Google

herrscht, als ausserhalb der betreffenden Kammer. Die Rückschlag-Ventile der Gaszuleitungen münden andererseits in einen Ring ein, der mit dem Rohr rotiert. Der Ring rotiert dicht vor einem feststehenden Segment mit einem Gaskanal, der mit der Gasleitung G in Verbindung steht. Durch G kann brennbares Gas aus einem Generator in den Gaskanal gelangen. Die Gaszuleitung g jeder Kammer kommuniziert solange mit dem Gaskanal und damit mit der Gasleitung G und dem Gasgenerator als ihr Gas-Rückschlag-Ventil dem Gaskanal gegenübersteht, in der Anordnung der Zeichnung also etwa während einer vierte Umdrehung des Rohrs um seine Achse.

Das Rohr befindet sich entgegengesetzt der Düsenrichtung in schneller Rotation um A. Aus allen Düsen strömt mit einem gewissen Druck Luft durch die entstehende Fliehkraft aus den Kammern aus, die durch die Zuleitungen fortdauernd ersetzt wird Nun sei die Kammer K 1 gegenüber dem Gaskanal im Segment gelangt und sauge neben Luft aus G auch Gas an, das mit der Luft in der Kammer ein brennbares Gemisch bildet. Die Einrichtung kann nun so getroffen sein, dass für K 1 in der Stellung gegenüber dem Gaskanal eine elektrische Zündvorrichtung Z betätigt wird, die das entstandene explosive Gemisch zur Entzündung bringt. Die kleine magnetelektrische Maschine M speist die Zündungsvorrichtung. Das Rohr kann aber auch so schnell rotieren, dass durch den durch die Fliehkraft bedingten Kompressionsdruck bei D die Entzündungs Temperatur des explosiven Gemisches erreicht wird, so dass es von selbst explodiert, wenn es in die Nähe von D gelangt. In diesem Falle ist das Rohr natürlich gegen die dauernde Einwirkung hoher Temperaturen zu schützen. Der explosive Inhalt von K 1 explodiert also, die Ventile von K 1 werden geschlossen, und der explodierte Inhalt entströmt der Düsel entgegengesetzt der Umdrehungs-Richtung des Rohres. Der Querschnitt der Düse ist nun so bemessen, dass im Bruchteil einer Umdrehung die explodierten Gase aus der Kammer

Digitized by Google

ausgeströmt sind, worauf sofort Luft durch die Zuleitungen in sie eindringt und sie von den Verbrennungs-Rückständen säubert, bis die Gaszuleitung wieder mit dem Gaskanal und der Gasleitung G kommuniziert, und eine neue Explosion eingeleitet wird. Die Kammer K 2 betätigt sich entsprechend.

Bei jeder Umdrehung des Rohrs um seine Achse erfolgen zwei Explosionen, und zwei Gasströme entweichen aus den Düsen entgegengesetzt der Umdrehungs-Richtung des Rohrs. Dadurch entsteht eine Reaktionskraft in den Düsen, die dem Rohr Bewegungs-Impulse erteilt. Das Ganze ist also eine Reaktions-Turbine einfachster Form; eine Reaktions-Gas-Turbine.

Wir wollen nun zunächst untersuchen, welchen thermischen Wirkungsgrad diese einfache Vorrichtung als Motor erwarten lässt, und dann, wie sie praktisch auszuführen ist.

Der thermische Wirkungsgrad der Explosionsgasturbine.

Wenn die Explosionskammern um die Achse der Turbine rotieren, wirkt auf den Luftinhalt der Kammern eine Zentrifugalkraft. Die Zentrifugalkraft wächst proportional dem Quadrat der Rotationsgeschwindigkeit, und die Geschwindigkeit eines Kammerteils wächst proportional mit seinem Abstand von der Achse. In den Teilen der Kammer, die weiter von der Achse entfernt sind, entsteht also eine grössere Zentrifugalkraft, als in den näher der Achse liegenden, und die Luftteilchen werden deshalb umsomehr gegen benachbarte gepresst, je weiter sie sich von der Achse befinden. Am weitesten von der Achse entfernt ist bei unserer Turbine, Figur 1, der Kammerteil, in den die Ausströmungsdüse einmündet, von wo aus also die zusammengepresste Luft ins Freie gelangt.

Wir haben die Verhältnisse so gestaltet, dass die Ausströmungsgeschwindigkeit der Gase aus der Kammer vor der Düse gering ist und gegenüber der Geschwindigkeit, die die Gase in der Düse annehmen, vernachlässigt werden darf. Wir dürfen deshalb annehmen, dass sich die Wirkung der Zentrifugalkraft zunächst nur in einer Druckerhöhung des gasförmigen Kammer-

Digitized by Google

inhalts äussert, in der Weise, dass in der Gegend der Zuleitungen ein Druck herrscht, der etwa gleich ist dem der äusseren Atmosphäre. Mit der Entfernung von der Achse nimmt der Druck immer mehr zu, und vor der Düse erreicht er seinen Höchstwert. Von hier expandiert das Gas durch die Düse wieder auf Atmosphärendruck. Von der Achse her tritt durch die Gas- und Luftzuleitung soviel neues Gas in die Kammer ein, dass der statische Gleichgewichtszustand der Luftdruck-Abstufung in der Kammer erhalten bleibt.

Dadurch, dass in den Kammern fortlaufend soviel Gas komprimiert wird, als aus den Düsen ausströmt, wird eine gewisse Kompressionsarbeit geleistet, der auch eine entsprechende Temperaturerhöhung der komprimierten Gase entspricht. Ebenso wie der Druck, nimmt auch die Temperatur in der Kammer von der Achse aus zu.

Aus den Düsen strömt das komprimierte Gas wieder aus. Das Prinzip von der Erhaltung der Energie verlangt, dass, abgesehen von allen Verlusten, die absolute Geschwindigkeit des ausgeströmten Gases gleich Null ist, dass also das Gas in der Düse eine Ausströmungsgeschwindigkeit erlangt, die gleich ist der Rotationsgeschwindigkeit der Düse. Das werden wir auch analytisch nachweisen. Durch die Expansion in der Düse würde auch die Temperatur des Gases wieder auf die Aussentemperatur herabsinken. Eine Arbeit ist durch den ganzen Kompressionsprozess heoretisch nicht geleistet wor den. Trotzdem ist der Effekt der Arbeit für die Gasturbine von grösster Wichtigkeit. Denn die Explosionskammern werden dadurch von den Verbrennungsrückständen gesäubert, sie werden gekühlt und mit neuem Explosionsgemisch gefüllt.

Die Arbeit, die der Kompressionsprozess praktisch erfordert, setzt sich zusammen: 1) aus der mechanischen Reibungsarbeit der Achse in den Lagern etc., die aber eigentlich nur den mechanischen Wirkungsgrad der Turbine angeht, denn Turbine und Kompressor ist hier identisch, 2) aus Wärmeverlusten während der Kompression und Expansion, die deswegen nur sehr klein

Digitized by Google

sein können, weil die die Kammern durchfliessenden Gase ja die Aufgabe haben, die Kammern und Düsen nach der Explosion zu kühlen, und 3) aus den Strömungsverlusten in den Ventilen und Düsen, nebst dem weiter unten zu definierenden Einströmungsverlust. Beträgt die gesamte Kompressionsarbeit in Wärmemass

$$\frac{Q_k'}{n_k} \text{ cal/kg},$$

und wird davon in den Düsen wieder die Arbeit Q_k' geleistet, so kostet der Turbine der praktische Effekt des Kompressionsprozesses die Arbeit

$$\left(\frac{1-n_k}{n_k}\right) \cdot Q_{k.}'$$

Den Wert von n_k kennen wir nicht. Um aber erkennbar zu machen, welchen Einfluss n_k auf den Wirkungsgrad der Turbine hat, wollen wir bei dessen Ermittlung einmal n_k mit 0,5 und einmal mit 0,6, 0,7, 0,8, 0,9 und 0,95 bewerten. Welcher Wert der Wirklichkeit jeweilig am meisten entspricht, wollen wir hier nicht untersuchen.

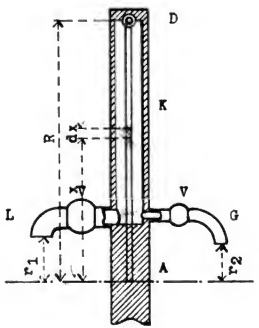
Zur Ermittlung von Q_k' und zur Beurteilung der Nutzarbeit der explodierten Gase müssn wir den Druck kennen, der durch die Zentrifugalkraft in den Kammern vor den Düsen entsteht. Wir wollen ihn jetzt bestimmen.

In Figur 2 bedeutet K einen Schnitt durch eine Explosionskammer, die um die Achse A rotiert. L sei die Luftzuleitung, G die Gaszuleitung, V die Rückschlagventile. Wir setzen voraus, dass die Gase in der Kammer mit der Geschwindigkeit der Kammer um A rotieren. Ferner setzen wir voraus, dass die Düsenöffnung bei D den Querschnitten der Kammer und der Gas- und Luftzuleitung gegenüber so klein ist, dass wir nur den durch die Bewegung entstehenden statischen Zustand der Luft zu berücksichtigen brauchen.

Wir wollen untersuchen, mit welchem Druck das Gas in der Kammer in der Entfernung R von der Achse, da, wo die Düse

Digitized by Google

D in die Kammer einmündet, durch die Zentrifugalkraft auf den qcm einwirkt. Wir könnten diesen Druck aus dem Prinzip von der Erhaltung der Energie in der schon angedeuteten Weise ableiten, eine andere Ableitung lässt aber die der Gasturbine charakteristischen Vorgänge in der Kammer besser erkennen.



Figur 2.

Wir denken uns einen radialen Cylinder von 1 qcm Querschnitt um A rotierend. In der Entfernung x von der Achse befinde sich das Luftteilchen dx. Dann ist, wenn v_x das spezifische Volumen der Luft bei x in ~~kg/cbm~~ ist, $dx : v_x$ das Gewicht dieses Luftteilchens. Die Druckänderung, mit der dieses Luftteilchen zum Gesamt-Druck bei x beiträgt, wenn das Gaselement in der Entfernung x von der Achse mit der Geschwindigkeit w_x m/sek rotiert, ist demnach:

$$dp = \frac{w^2_x \cdot dx}{x \cdot g \cdot v_x}$$

In der Entfernung R von der Achse sei die Rotationsgeschwindigkeit gleich w m/sek ferner besteht die Beziehung:

$$p : p_x = (v_x : v)^k$$

Digitized by Google

worin p_x den Gasdruck im Zustand x, p den Gasdruck im Zustand, in dem die Kammer oder die Zuleitung das Gas von aussen aufnimmt, also etwa den Atmosphärendruck, und v das entsprechende spezifische Volumen bedeutet. k ist der Kompressionskoëffizient. Wir nehmen adiabatische Kompression an.

Daraus wird:

$$\frac{w^2}{g \cdot R^2 \cdot v} x \cdot dx = \left(\frac{p}{p_x}\right)^{1/k} dp$$

Ueber die Integrationsgrenzen ist folgendes zu bemerken: In der linken Seite der Gleichung kann x vom Höchstwert R bis 0 abnehmen, wenn die Luftzuleitung resp. die Gaszuleitung wirklich bis zum Mittelpunkt der Achse reicht, also etwa, wenn die Achse hohl hergestellt wird und als Teil der Zuleitungen dienen kann. Im andern Falle kann x nur bis zu einem Werte r abnehmen. In der rechten Seite wollen wir als p den Atmosphärendruck ansehen, und den Druck bei R mit p_r bezeichnen. Danach wird:

$$\frac{w^2}{g \cdot R^2 \cdot v} \int_r^R x \cdot dx = p^{1/k} \cdot \int_p^{p_r} \frac{dp}{p_x^{1/k}} =$$

$$\frac{w^2}{2 \cdot g \cdot v} \cdot \frac{R^2 - r^2}{R^2} = \frac{k}{k-1} \cdot p \cdot \left(\left(\frac{p_r}{p}\right)^{k-1/k} - 1\right)$$

da die auftretenden Konstanten Null sind.

Daraus kommt:

$$p_r = p \left(\frac{R^2 - r^2}{R^2} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g \cdot p \cdot v} \cdot \frac{k-1}{k} + 1\right)^{k/k-1}$$

Dadurch, dass die Gase nicht direkt von der Achse aus zuströmen, bleibt also p_r etwas hinter dem Wert zurück, den p_r annimmt, wenn r = O ist. Man gewinnt aber bei endlichen Werten von r den praktischen Vorteil, dass man das r der Gas

Digitized by Google

zuleitung etwas kleiner halten kann, als das r der Luftzuleitung, wodurch der Druck in der Gaszuleitung entsprechend grösser wird, als der Druck in der Kammer dort, wo das Gas einströmt, was einer schnellen und intensiven Mischung von Gas und Luft zustatten kommt.

Durch endliche Werte von r entsteht aber ein Druck-Verlust. Das wird deutlicher, wenn wir die Gleichung nach w auflösen. Es wird nämlich:

$$w^2 = \frac{R^2}{R^2 - r^2} \left(2g \frac{k}{k-1} pv \left(\left(\frac{p_r}{p} \right)^{k-1/k} - 1 \right) \right.$$

$$= \frac{R^2}{R^2 - r^2} \left(2g \frac{k}{k-1} p_r \, v_r \left(1 - \left(\frac{p}{p_r} \right)^{k-1/k} \right) \right.$$

oder: 1)

$$w^2 = \frac{R^2}{R^2 - r^2} \cdot w_a^2$$

Nach bekannten Relationen ist w_a die Geschwindigkeit, die das komprimierte Gasgemisch erreicht, wenn es vom Druck p_r aus der Düse ins Freie strömt. Abgesehen vom Düsenverlust. Ist also r = O, so wird $w = w_a$, die Rotationsgeschwindigkeit der Düse gleich der Ausströmungsgeschwindigkeit der Gase, d. h, die gesamte geleistete theoretische Kompressionsarbeit wird beim Ausströmen der Gase wieder frei. Dasselbe mussten wir nach dem Prinzip der Erhaltung der Energie von vornherein voraussetzen. Bei endlichen Werten von r wird aber w_a kleiner als w.

Die Rotationsgeschwindigkeit der Düse ist also w. Die ausströmenden und nicht explodierten Gase besitzen aber eine kleinere Geschwindigkeit, sagen wir, $(\sqrt{a} \cdot w)$ entgegengesetzt der Umdrehungsrichtung. Sie bewegen sich deshalb nach dem Ausströmen mit der Geschwindigkeit w. $(1 - \sqrt{a})$ in der Umdrehungsrichtung, und besitzen damit die kinetische Energie in Wärmemass:

$$2) \quad \frac{w^2 \cdot (1 - \sqrt{a})^2}{2 \cdot g \cdot 427} = \frac{w^2 \cdot (1 - \sqrt{a})^2}{8400} \text{ cal/kg}$$

Digitized by Google

die wir als neben der eigentlichen Kompressionsarbeit von der Turbine aufzuwenden betrachten wollen.

Den Wert von a finden wir aus 1). Es ist:

$$3) \qquad \left(\frac{R^2 - r^2}{R^2}\right)^{1/2} = \sqrt{a}$$

$(1 - \sqrt{a})$ können wir den Einströmungsverlust nennen. Wenn der Wert von r für die Gaszuleitung von dem r für die Luftzuleitung verschieden ist, was wir ja als vorteilhaft erkannt haben, so kann man zur Bestimmung von a einen Mittelwert von r einsetzen. Der Wert $(1 - \sqrt{a})$ ist übrigens nur klein.

	Ist z. B.	$r = 0{,}20\ R$	$0{,}45\ R$	$0{,}70\ R$
4)	so wird	$a = 0{,}96$	$0{,}80$	$0{,}50$
	und	$(1 - \sqrt{a})^2 = 0{,}0004$	$0{,}01$	$0{,}09$

Zur Ermittelung von p_r können wir jetzt eine bequemere Formel angeben. Setzen wir $p = 1$, $v = 8330$ (für 20 ° C), $k = 1{,}40$, so wird:

$$5) \qquad p_r = \left(a \cdot \frac{w^2}{573000} + 1\right)^{1/0{,}286} \text{ kg/qcm}$$

Die Temperatur der Gase beim Druck p_r ist:

$$T_r = T \left(\frac{p_r}{p}\right)^{0{,}286}$$

oder, wenn wir für $T = 300$ einsetzen, und p wieder gleich 1 annehmen

$$6) \qquad T_r = 300 \cdot p_r^{0{,}286}$$

Nicht der ganze Gasinhalt der Kammer besitzt diese Temperatur, sondern nur das Gas mit dem Druck p_r, aber alle Teile des ganzen Gasinhalts erlangen einmal, ehe sie ausströmen, den Druck p_r und die Temperatur T_r. Zunächst der Achse ist der Druck und die Temperatur niedriger, um mit der Entfernung von der Achse bis zum Höchstwert anzusteigen. Dabei ist es möglich, dass T_r über der Entzündungstemperatur des Gasgemisches liegt, so dass eine besondere Zündung ganz entbehrlich

Digitized by Google

wird. Das brennbare Gas wird deshalb doch nicht sofort beim Eintritt in die Kammer entzündet, sondern erst dann, wenn ein Teil des explosiven Gemisches in die Nähe der Kammergegend gelangt, in der der Wert von T die Entzündungstemperatur erreicht. Da der Druck und die Temperatur in der Nähe der Düse nach 5) sehr schnell ansteigt, so wird diese Gegend in der Nähe der Düse liegen.

Wir können jetzt die gesamte negative Arbeit bestimmen, die die Gasturbine zu leisten hat.

Die Kompressionsarbeit für 1 kg Gas beträgt nach (1):

$$Q_k' = \frac{x \quad k}{427 \ (k-1)} p_r \cdot v_r \ (1 - \left(\frac{p}{p_r}\right)^{\frac{k-1}{k}}) = a \frac{w^2}{8400} \text{ cal/kg}$$

Der Wert von Q_k' wird also um so kleiner, je kleiner a wird. Ein Teil von Q_k' wird wieder geleistet. Bezieht sich Q_k' auf Explosionsgemisch, das aus der Kammer nicht mit dem Druck p_r einfach wieder ausströmt, sondern in der Kammer entflammt wird, ehe es ausströmt, so wird zwar auch ein Teil dieser Arbeit beim Ausströmen wieder geleistet; diese positive Arbeit steckt aber in der Nutzarbeit, die wir später berechnen, und erscheint damit auch wieder in der Wärmebilanz. Hier rechnen wir Q_k' zum vollen Betrage als negative Arbeit, sobald es sich um Explosionsgemisch handelt. Die Verluste bei dieser Kompressionsarbeit werden wir später in andrer Weise bewerten. Der Koëffizient $1 : n_k$, den wir für die übrige Kompressionsarbeit hierfür verwenden, ist offenbar zu gross, denn die Hauptverluste entstehen erst beim Ausströmen der Gase aus der Kammer, die aber hier die Expansionsarbeit der Explosivgase angehen. Das ist ja der grosse Vorzug des vorliegenden Turbinensystems, dass es sich eines so vorteilhaften und dabei so einfachen Kompressionssystems bedienen kann.

Das positive Arbeit leistende Explosionsgemisch hat ausser der Kompression einer äquivalenten Menge neuen Explosionsgemisches noch den Teil der Kompressionsarbeit der Wasch- und

Digitized by Google

Kühlgase zu leisten, der durch die positive Arbeit, die ja auch diese Gase leisten, nicht gedeckt wird. Die theoretische Kompressionsarbeit beträgt ebenfalls für jedes Kilogramm Q_k' Calorien. Ist n_k der Wirkungsgrad dieser Kompression mit Bezug auf den Ausströmungseffekt, so beträgt die praktische Kompressionsarbeit $Q_k' : n_k$. Davon wird bei der Ausströmung wieder geleistet die Arbeit Q_k', so dass die Turbine für jedes Kilogramm herzugeben hat die Arbeit $((1-n_k) : n_k) \cdot Q_k'$. Passieren auf 1 Kilogramm Explosionsgemisch b Kilogramm Kühlgase die Turbine, so wird dieser Teil der Kompressionsarbeit:

$$Q_k'' = b \cdot \left(\frac{1-n_k}{n_k}\right) Q_k'$$

Hierzu kommt noch der Betrag aus (2), der ebenfalls der Grösse b proportional ist. Die gesamte negative Arbeit ist also:

$$Q_k = a\,\frac{w^2}{8400} + a\,b\left(\frac{1-n_k}{n_k}\right)\frac{w^2}{8400} + b\left(1-\sqrt{a}\right)^2 \cdot \frac{w^2}{8400}$$

$$= \frac{w^2}{8400}\left(a + b\left(a\cdot\left(\frac{1-n_k}{n_k}\right)+\left(1-\sqrt{a}\right)^2\right)\right) = \frac{w^2}{8400}(M+a)$$

Wenn nach der Explosion und der Expansion der explodierten Gase aus der Kammer sofort neues Explosivgemisch in die Kammer eindringt, die Verbrennungsrückstände der vorhergehenden Explosion daraus verdrängt, und dann sofort selbst entflammt, so ist b gleich Null. Wählt man aber die Düsenabmessungen so, dass zunächst nur Luft in die Kammer dringt, damit die Kammer zunächst nur ausgewaschen und gekühlt wird, so ist, wenn durch G_g kg Explosivgemisch G_l kg Kühlluft gefördert werden, $b = G_l : G_g$. Wir wollen später den Wirkungsgrad der Turbine berechnen für $b = 0$ und $b = 1$ und $b = 2$, um festzustellen, welchen Einfluss b auf den Wirkungsgrad hat. Uebrigens, eine einafche Verdrängung der Explosionsrückstände durch ein neues Explosionsgemisch würde wohl auch in einem sicheren Betrieb durchführbar sein, denn beim Gasmotor liegen die Verhältnisse ähnlich. Jedenfalls braucht b praktisch nur kleine Werte anzunehmen.

Digitized by Google

In der Kammer sei nun ein explosives Gemisch auf den Druck p_r komprimiert und sei entflammt worden.

Der zur Wirkung kommende Heizwert des Gasgemisches sei:

8) $$h = H \cdot n_a$$

gleich dem wirklichen Heizwert des Gemisches multipliziert mit dem Faktor n_a, der die Wärmeverluste durch Abkühlung, aber auch die Düsenverluste bei der Expansion des explodierten Gemisches berücksichtigt. Wir gewinnen durch diese Festsetzung den Vorteil, dass n_a auch als Faktor des thermischen Wirkungsgrades auftritt, aus dem wir so die Abkühlungsverluste ganz herausbringen.

Durch die Explosion wird die Temperatur des Gasgemisches auf T_e gleich $(h : c_v) + T_r$ erhöht. Diese Temperatur herrscht aber nur wieder in der Nähe der Düse. Wir haben uns aber bereits überlegt, dass wir uns nur um den Zustand des Gasgemisches in der Nähe der Düsen zu kümmern brauchen. Die neuen Drücke und Temperaturen überlagern die Kompressionswerte gleichmässig. Mit der Temperatur steigt auch der Druck auf p_e ganz so, als wäre das Gemisch in Ruhe in einem Kessel eingeschlossen.

Es ist:

9) $$p_e = \frac{T_e}{T_r} \cdot p_r$$

Durch die Explosion nimmt das Gasgemisch eine ziemlich hohe Temperatur an. Um ein der Wirklichkeit möglichst entsprechendes Bild von den Wärmevorgängen in der Kammer zu erhalten, wollen wir die spezifische Wärme c_v nach LANGEN berechnen, oder abschätzen, aber doch vereinfachend voraussetzen, dass das explodierte Gemisch nur aus 0,2 Gewichtsteilen CO_2 mit einer spezifischen Wärme von 0,16 bei etwa 0° C und konstantem Volumen, und aus 0,8 Teilen N_2 mit $c_v = 0{,}176$ ebenso besteht. Als spezifische Wärme zwischen den Temperaturen 0 und t° C wird für CO_2 angegeben

Digitized by Google

$$c_v' = 0{,}16 + 0{,}000053\ t$$

und für N_2

$$c_v'' = 0{,}176 + 0{,}0000195\ t$$

Wir bilden daraus als spezifische Wärme für das explodierte Gemisch von 0,2 CO_2 und 0,8 N_2

10) $$c_v = 0{,}173 + 0{,}000026 \cdot t$$

Der Wert von (10) ist zwar auch nicht der korrekte Mittelwert der spezifischen Wärme unseres Gemisches, kommt ihm aber doch bedeutend näher, als der Wert der spezifischen Wärme der Gase bei niederen Temperaturen, der sonst nur zur Verfügung steht. (10) ergibt c_v als Mittelwert zwischen den Temperaturen 0^0 und t^0 C. Multiplizieren wir diesen Wert mit t, so erhalten wir die Wärmemenge, die dem Gemisch zur Erwärmung von 0^0 bis t^0 zuzuführen ist. Für das Temperaturintervall $T_e - T_r$ aber wird die Wärmemenge gebraucht

$$h = (0{,}173 + 0{,}000026\ t_e)\ te - (0{,}173 + 0{,}000026\ t_r)\ t_r$$

oder

$$h = 0{,}173\ (t_e - t_r) + 0{,}000026\ (t_e^2 - t_r^2)$$

worin $t_e = T_e - 273$ und $t_r = T_r - 273$ ist. Löst man diese Gleichung nach t_e auf und rechnet aus, so kommt:

11)
$$T_e = \sqrt{(38400 \cdot h + (T_r + 6114) \cdot T_r + 1026000)} - 3057$$

Setzen wir h = 300 Cal, so wird

11a)
$$T_e = \sqrt{(21780000 + (T_r + 6114)\ T_r)} - 3057$$

Die explodierten Gase expandieren nun durch die Düse nach aussen auf Atmosphärendruck. Dadurch sinkt die Temperatur des explodierten Gases auf:

12) $$T_a = T_e \left(\frac{p}{p_e}\right)^{k-1/k}$$

Durch die Expansion wird eine gewisse Wärmemenge zur Beschleunigung der Gasmasse frei, deren Ausdruck

Digitized by Google

$$Q_e = (T_e - T_a)\, c_v \text{ cal/kg}$$

ist. Die Veränderlichkeit unseres c_v gibt annähernd (10) wieder, und analog (11) finden wir daraus:

13) $$Q_e = 0{,}173\ (t_e - t_a) + 0{,}000026\ (t_e^2 - t_a^2) \text{ cal/kg}$$

Nicht die ganze Wärmemenge dient zur Beschleunigung der Gasmasse; ein gewisser Betrag ist als Düsenverlust davon abzuziehen. Wir haben diesen Abzug schon auf n_a geschlagen, indem wir annahmen, dass h den reinen Nutzheizwert darstelle, auch bezüglich des Düsenverlustes.

Die explodierten Gase strömen zuerst mit der Höchstgeschwindigkeit w1 aus der Düse aus. Mit abnehmendem Druck sinkt die Geschwindigkeit auf w_2

Wird w_2 kleiner als w, so müssen wir dies in der Berechnung des Wirkungsgrades berücksichtigen, weil auch dann ein Teil der Explosionsgase nicht nur nicht Arbeit leistet, sondern noch von der Turbine von der kleineren Geschwindigkeit w_2 auf die grössere w beschleunigt werden muss. Das kann allerdings nur ein sehr kleiner Teil sein. Wir wollen aber doch das Verhältnis $w_2 : w$ algebraisch festlegen, um sicher beurteilen zu können, wenn es kleiner als 1 wird.

Es ist nach (1)

$$W^2 = \frac{w_a^2}{a} = 2g\, \frac{k}{k-1}\, R\, (T_r - T)\, \frac{1}{a}$$

worin T nach (6) einen Wert unter 300 Grad abs. besitzt.

Entsprechend ist:

$$w_2^2 = 2g\, \frac{k}{k-1}\, R\, (T_r' - T_a)$$

Es verhält sich aber

$$\frac{T_r'}{T_a} = \frac{T_r}{T}$$

Digitized by Google

folglich ist:

$$14) \qquad \frac{w_2}{w} = \sqrt{a \frac{T_a}{T}}$$

Wir wollen jetzt feststellen, welche Energiemenge durch die Expansion der explodierten Gase in mechanische Arbeit umgesetzt wird.

Ist w_m die mittlere Geschwindigkeit der aus der sich mit der Geschwindigkeit w bewegenden Düse ausströmenden Gasmasse, so besitzt das bereits ausgeströmte Gas noch die absolute Geschwindigkeit $(w_m - w)$ und damit noch die kinetische Energie

$$15) \qquad \frac{(w_m - w)^2}{2 \cdot g \cdot 427} = \frac{w_m^2}{8400} - \frac{2 \cdot w_m \cdot w - w^2}{8400} = Q_a = Q_e - Q_r$$

Die Wärmemenge Q_a können wir in unserm Reaktionsrade nicht ausnutzen. Sie ist deshalb nicht ganz verloren. Einen Teil davon könnten wir in einem besonderen Aktionsrade in Nutzarbeit verwandeln, dem der Gasstrom durch Umkehrschaufeln zugeführt wird. Diese Anordnung wollen wir gesondert betrachten und uns vorerst nur mit dem Reaktionsrade beschäftigen, in dem die Wärmemenge Q_r in Nutzarbeit umgesetzt wird.

Es ist aus (15), da

$$Q_e = \frac{w_m^2}{8400}$$

ist,

$$16) \qquad Q_r = \frac{2 \cdot w_m \cdot w - w^2}{8400}$$

Damit besitzen wir nun für alle positiven und negativen Arbeiten einen algebraischen Ausdrnck und können zur Bildung der Wärmebilanz des Reaktionsrades der Explosionsgasturbine schreiten. Der thermische Wirkungsgrad n_r des Reaktionsrades wird nach (7) und (16):

$$n_r = n_a \frac{Q_r - Q_k}{h} = n_a \left(\frac{2 \cdot w \cdot w_m - w^2}{h \cdot 8400} - \frac{w^2 (M + a)}{h \cdot 8400} \right)$$

Digitized by Google

oder

17) $$n_r = n_a \left(\frac{2 \cdot (w_m - w) \cdot w}{h \cdot 8400} - \frac{w^2 \cdot (M + a - 1)}{h \cdot 8400} \right)$$

In den nachstehenden Tabellen sind einige Werte von n_r und seiner Hilfswerte zusammengestellt, die in dem Bereich der gewählten Betriebsbedingungen und auch wohl darüber hinaus einen Einblick in das numerische Verhalten des thermischen Wirkungsgrades gestatten.

Diskussion der Tabellenwerte für den thermischen Wirkungsgrad.

In Tabelle I sind zunächst die soeben entwickelten Hilfswerte zur Bestimmung von n_r zusammengetragen, für den Fall, dass w, die Rotationsgeschwindigkeit der Düsen gleich 100, oder 500, oder 1000 oder 1500 m/sek beträgt, und a, der Einströmungskoëffizient aus (3) Werte zwischen 0,50 und 1 annimmt. Der Nutzheizwert h nach (8) des explosiven Gemisches ist gleich 300 cal/kg gesetzt, womit wohl ungefähr das Richtige getroffen sein wird.

Die Werte der Tabelle I lassen erkennen, dass p_r mit w schnell zunimmt, und dass damit auch T_r bei 1000 m/sek Rotationsgeschwindigkeit schon in der Gegend der Entzündungstemperatur der explosiven Gemische liegt. Wir werden uns das später zu Nutze machen, und bei der Konstruktion einer Turbine für diese Geschwindigkeit eine besondere Zündvorrichtung nicht anbringen.

Mit T_r wächst auch T_e, doch liegen bei der Gasturbine die Verhältnisse in dieser Beziehung nicht ungünstiger, als beim Gasmotor. Die Kammern können auch sehr energisch durch einen Luftstrom von aussen gekühlt werden. Es gibt auch noch andere Mittel, die Kammern vor den Einwirkungen hoher Temperaturen zu schützen. Doch davon später, bei der Besprechung einer Turbinenkonstruktion. Die sehr hohen Temperaturen befinden sich ja auch nur in unmittelbarer Nähe der Düse, und nur für diese Kammergegend ist für ausreichenden Wärmeschutz besondere

Digitized by Google

Sorgfalt zu verwenden. Mit T_e nimmt auch p_e grössere Werte an, die aber keine Konstruktionsschwierigkeiten bedingen.

Der Wert von T_a führt uns zur Gleichung (14) zurück. Aber augenscheinlich ist das Verhältnis $w_2 : w$ immer grösser als 1, so dass wir uns um w_2 weiter nicht zu kümmern brauchen.

Bei Q_e fällt auf den ersten Blick auf, dass sein Wert grösser werden kann, als h. Das ist aber bei näherem Zusehen ganz natürlich, denn zu h kommt noch als auszunutzend die Kompressionswärme, womit wir ja auch die Wärme - Bilanz richtig belastet haben.

Die Werte für w_m w können dann unmittelbar in die linke Seite von (17) eingesetzt werden, womit sie numerisch bestimmt ist.

In Tabelle II finden sich Werte für (M + a — 1) zur numerischen Bestimmung der rechten Seite von (17). Den Tabellenwerten sind verschiedene Werte von a, b, und n_k zu grunde gelegt. (M + a — 1) kann positiv und negativ werden womit dann die rechte Seite von (17) negativ bleibt, oder positiv wird.

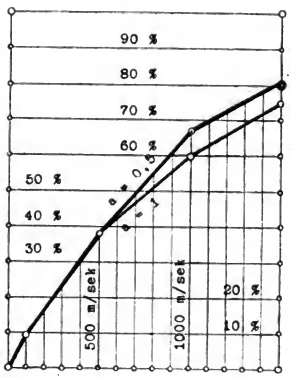
In Tabelle III endlich sind durch verschiedenartige Kombination der Hilfswerte eine Anzahl Wirkungsgrade ausgerechnet und gegenübergestellt. Die Tabelle gibt nicht die reinen thermischen Wirkungsgrade wieder, sondern den Quotienten des Abkühlungswirkungsgrades in den thermischen Wirkungsgrad der Gasturbine. Wir haben uns auf Seite 17 überlegt, dass es praktischer ist, den Abkühlungsverlust der Gasturbine nicht durch die Rechnungen zu schleppen, sondern gleich mit einem Heizwertwirkungsgrad oder Abkühlungsgrad n_a vom wirklichen Heizwert H abzuziehen, um einen Nutzheizwert h zu erhalten. Die Tabellenwerte sind also mit n_a zu multiplizieren, wenn man n_r erhalten will. Es ist anzunehmen, dass n_a sich mit T_e , d. h. mit w im umgekehrten Verhältnis ändert, dass also n_a kleiner wird, wenn w zunimmt.

Zu den Tabellenwerten selbst ist zunächst zu bemerken, dass der Wirkungsgrad bei b gleich 0 zunimmt, wenn w

Digitized by Google

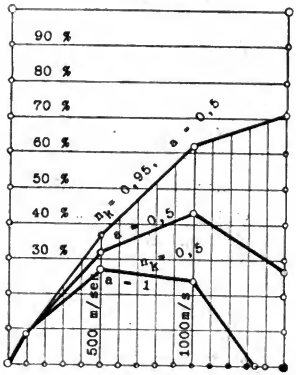
zunimmt. Was ja ohne weiteres vorauszusehen war. Nicht vorauszusehen war aber, dass der Wirkungsgrad kleiner wird, wenn a zunimmt. Anschaulicher zeigt dies die Kurve in Figur 3. Die obere Kurve zeigt ungefähr den Verlauf der Werte von n_r / n_a bei b = O und a = 0,5, wenn sich w von O bis 1500 m/sek ändert Die untere Kurve zeigt dieselben Werte für a = 1. Die Wirkungsgrade sind für das grössere a also kleiner, namentlich bei höheren Rotationsgeschwindigkeiten.

Figur 3.



Werte von $n_r : n_a$ bei b = 0 und a = 0,50 und 1, und Aenderungen von w von 0 bis 1500 m/sek.

Figur 4.



Werte für $n_r : n_a$ in Prozenten bei b = 1, n_k = 0,95 und 0,5 und a = 0,5 und 1 (letzteren Wert für n_k = 0,5) bei Aenderungen von w von 0 bis 1500 m/sek.

In der Praxis kann man vielleicht b nicht gleich Null machen, man wird mit etwas Luftüberschuss arbeiten müssen, aber es macht, wie wir sehen werden, praktische Schwierigkeiten, b im normalen Betrieb grösser als 1 werden zu lassen, ja, den Wert von 1 zu erreichen. Die Werte, die n_r / n_a bei b = 1 annimmt, zeigt Figur 4, und damit das, was in der Praxis ungefähr zu erwarten ist. Bei der obersten Kurve ist a = 0,5 und n_k = 0,95; bei der mittleren ist a wieder 0,50, aber n_k nur 0,50. Wir sehen, dass

Digitized by Google

es bei schlechtem Kompressionswirkungsgrad gar keinen Zweck hätte, die Rotationsgeschwindigkeit höher als 1000 m/sek zu machen. Die unterste Kurve aber zeigt den Verlauf der thermischen Wirkungsgrade, wenn bei den Betriebsverhältnissen der mittleren Kurve a gleich 1 ist. Hier noch mehr, wie in Figur 3 können wir einen starken Abfall der Wirkungsgrade konstatieren, wenn a grösser wird. Das ist ja auch verständlich, denn mit grösser werdendem a nimmt die Kompressionsarbeit zu, wodurch der thermische Wirkungsgrad der Gasturbine ungünstig beeinflusst wird, wenn der Kompressionswirkuugsgrad ein schlechter ist. Wenn b noch grösser wird als 1, so wird der thermische Wirkungsgrad in diesem Sinne noch stärker von der absoluten Grösse von a beeinflusst, wie die betreffenden Tabellenwerte auch erkennen lassen.

Im Interesse des thermischen Wirkungsgrades liegt es also, a klein zu machen. Die untere Grenze, bis zu der a abnehmen darf, ergibt sich aus der Forderung aus (14), nach der $w_2 : w$ nicht viel kleiner als 1 werden darf.

Die Regulierbarkeit der Gasturbine.

Diese Eigenart der Explosions-Gasturbine bedingt keine neuen Konstruktionsschwierigkeiten, sondern sie erleichtert den Bau. Denn wenn man auch aus praktischen Gründen die Zuleitungskanäle der Kammern nicht beliebig weit von der Achse anordnen kann, so ist die Unterbringung der Zuleitungen dadurch doch dem Konstrukteur vollständig überlassen, weil man, wie hier nicht weiter ausgeführt werden braucht, auch a durch Ab drosseln der Zuleitungen beliebig verkleinern kann. Drosselt man die Zuleitung stärker ab, als die Gaszuleitung, so wird die Gemischbildung intensiver durch dieselben Vorgänge, deren Wirken wir schon auf Seite 12 erkannten.

Wird a kleiner, so wird auch p_r kleiner und damit der absolute, zur Explosion gelangende Kammerinhalt. Mit kleiner werdendem a sinkt also die Leistung der Turbine, wenn die An

Digitized by Google

zahl der Explosionen in der gleichen Zeit sich nicht ändert. Machen wir den Drosselungsgrad der Zuleitungen, und damit a veränderlich, so besitzen wir damit ein Mittel, die Leistung der Turbine beliebig zu verändern. Eine Drosselungseinrichtung, die während des Ganges der Turbine betätigt werden kann, bietet nun nicht die geringsten Konstruktionsschwierigkeiten. Man kann also die Leistung der Turbine während des Ganges verändern.

Wird die normale Leistung der Turbine bei gleichbleibender Tourenzahl gesteigert, so bleibt die Anzahl der Explosionen in der gleichen Zeit konstant. Wenigstens bei der am nächsten liegenden Betriebsart, auf die wir später noch näher eingehen. Dadurch wird aber der als normal festgesetzte Wert von b kleiner, wie sich leicht einsehen lässt, und damit der ungünstige Einfluss eines schlechten Kompressionswirkungsgrades auf den thermischen Wirkungsgrad, der deshalb mit der höheren Leistung nicht entsprechend dem grösseren a zu sinken braucht. Vermindert man die Leistung der Turbine bei gleichbleibender Tourenzahl durch Verminderung von a unter den als normal festgesetzten Wert, so wächst b zwar, und dadurch der ungünstige Einfluss eines schlechten Kompressionswirkungsgrades, aber die Kompressionsarbeit selbst nimmt auch ab. Ungünstig auf den thermischen Wirkungsgrad wirkt aber in beiden Fällen der grössere Düsenverlust, da die Abmessungen der Düse nur einem p_r annähernd angepasst werden können.

Jedenfalls kann pr in weiten Grenzen durch Abdrosselung variiert, und damit auch die Leistung der Turbine in grossem Umfange verändert werden. Das man dabei eine Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades mit in den Kauf nehmen muss, diesen Uebelstand hat die Gasturbine mit allen andern Motorarten gemeinsam.

Es gibt aber noch einen Weg, auf dem die Leistung der Turbine in beliebigen Grenzen bei annähernd konstantem thermischen Wirkungsgrade regulierbar ist. Ist von vornherein anzunehmen, dass die Belastung der Turbine dauernd um grössere Beträge

Digitized by Google

schwanken wird, so kann die Turbine so eingerichtet werden, dass ein Teil ihrer Explosionskammern während des Betriebes aus- oder eingeschaltet werden kann, womit sich die Turbinenleistung entsprechend ändert. Obgleich hierbei zur Leistungsvermehrung oder Verminderung eigentlich neue Turbinen ein- oder ausgeschaltet werden, ist diese Art der Leistungsänderung doch als eine Art Regulierung einer Turbine anzusehen, denn die einzelnen Explosionskammern der Gasturbine sind, wie Tabelle IV später erkennen lassen wird, gegenüber dem ganzen Motor nur untergeordnete Elemente. Diese Art der Regulierung gleicht etwa der der Lavalturbine, wenn man sie bald mit mehr, bald mit weniger Düsen arbeiten lässt.

Die Leistung der Gasturbine ist also bei gleichbleibender Umlaufgeschwindigkeit in ganz beliebigen Grenzen veränderbar, und hierin wird sie kaum von einem andern Wärmemotor erreicht. Auch eine Veränderung der Umlaufgeschwindigkeit bei gleicher oder veränderter Leistung ist bei der Gasturbine natürlich möglich. Man kann sogar p_r durch entsprechende Abdrosselung der Zuleitungen bei verschiedenen Tourenzahlen konstant halten, so dass die Düsen immer günstig arbeiten. Aber je grösser die Tourenzahl ist, desto grösser ist im allgemeinen auch der erreichbare Wirkungsgrad. Vermindert man die Tourenzahl, so wird b grösser, auch wenn man p_r noch konstant halten kann, indem man a vergrössert. Eine Vergrösserung von a und b wirkt in der gleichen Richtung verschlechternd auf den Wirkungsgrad, wie wir gesehen haben. Jedenfalls also sinkt der thermische Wirkungsgrad der Gasturbine schnell, wenn die normale Umlaufgeschwindigkeit vermindert wird. Eine Vergrösserung der normalen Tourenzahl beeinträchtigt den thermischen Wirkungsgrad weder bei derselben, noch bei einer geänderten Leistung. Im Gegenteil. Das scheint aber von geringer praktischer Bedeutung, denn man wird die Gasturbine schon normal so günstig, das heisst so schnell wie irgend möglich laufen lassen, und eine wesentliche Erhöhung der Tourenzahl wird nicht zulässig sein.

Digitized by Google

Richtet man in der erwähnten Weise einen Teil der Explosionskammern der Gasturbine so ein, dass sie zur Vermehrung oder Verminderung der Turbinenleistung während des Betriebes ein oder ausgeschaltet werden können, so könnte man in den Düsen abmessungen eines Teiles der Explosionskammern auch eine veränderte Umdrehungsgeschwindigkeit berücksichtigen. Vielleicht findet sich eine Anwendung hiervon im Schiffsbetrieb.

Laufen wird die Gasturbine bei jeder Tourenzahl, sobald sie nur erst eine gewisse Mindestgeschwindigkeit erreicht hat. Unbelastet würde man sie mit dieser Mindestgeschwindigkeit rotieren lassen, da die Ingangsetzung aus dem Ruhezustande wohl nur durch Andrehen möglich ist, wie beim Gasmotor.

Weitere Diskussion der Tabelle III.

Die Werte der Tabelle III zeigen also, dass der thermische Wirkungsgrad mit höherer Rotationsgeschwindigkeit abnimmt, anstatt zunimmt, wenn der Luftüberschuss bei schlechtem Kompressionswirkungsgrad gross ist, ja, dass der thermische Wirkungsgrad sogar negative Werte annehmen kann. In Figur 4 ist durch die unterste Kurve solch ein Fall veranschaulicht. Praktisch ist das natürlich nur so zu verstehen, dass die Turbine mit dem betreffenden Kompressionswirkungsgrad die angegebene Rotationsgeschwindigkeit nicht erreichen kann, sondern langsamer rotieren muss, wenn sie ein Motor bleiben soll. In der untersten Kurve der Figur 4 liegt die Grenzgeschwindigkeit bei 1300 m/sek. Je kleiner a ist, desto grösser ist die erreichbare Rotationsgeschwindigkeit, je grösser b ist, desto kleiner ist sie bei gegebenem n_k. Wegen der Beziehung (14) darf a nicht beliebig klein gemacht werden, sonst nimmt der Wirkungsgrad wieder ab.

Für b gleich 1, mittlerem n_k und kleinem a liegen die besten Wirkungsgrade nach der Tabelle bei w gleich 1000 m/sek. Wir wollen untersuchen, ob man ein Reaktionsrad für die kolossale Rotationsgeschwindigkeit von 1000 m/sek praktisch ausführen kann. Es wird sich zeigen, dass die Konstruktion gelingen könnte, wenn man das Kammerrohr als Röhre gleicher Festigkeit aus-

Digitized by Google

führt, analog den Scheiben gleicher Festigkeit der Laval-Dampfturbine. Bei einem Rohr werden die diesbezüglichen Verhältnisse viel günstiger, als bei einer Scheibe. Bei grösseren Leistungen kann die Zahl der minutlichen Umgänge auch auf die Werte beschränkt werden, die bei schnellaufenden Dampfturbinen üblich sind, bei kleineren Leistungen kommt man über diese Werte hinaus. Das hindert aber nicht, die Austührung auch kleinster Gasturbinen für 1000 m/sek Rotationsgeshwindigkeit wenigstens zu versuchen. Aber auch bei kleineren Rotationsgeschwindigkeiten sind die thermischen Wirkungsgrade anscheinend noch gute.

Würden wir die Gasturbine auch mit Aktionsrädern versehen, so können wir das Reaktionsrad relativ langsam laufen lassen, weil wir dann einen Teil der uns im Reaktionsrade entgehenden Energie noch in den Aktionsrädern nutzbar machen. Die neuen Aufgaben, die die Gasturbine dem Dampfturbinen-Konstrukteur stellt, finden sich aber bei der reinen Reaktionsturbine viel ausgeprägter. Wir stellen deshalb die Untersuchung einer Gasturbine mit Aktionsapparat auf später hier ganz zurück. Es kommt uns hier vor allem darauf an, zu zeigen, dass die als Motor unübertreffbar einfache und wohl auch billige reine Reaktions-Gasturbine als einstufiger Schnelläufer keine Konstruktionsschwierigkeiten bietet, die sich nicht überwinden liessen. Ja, das Schwierigste, die Wellen und Lagerkonstruktionen und verschiedenes andere können wir hier ganz übergehen, weil es von der Dampfturbinen-Industrie bereits gelöst ist.

Die Konstruktion der Reaktionsräder aus Röhren gleicher Festigkeit.

Das Neue, vor das der Konstrukteur durch die Reaktionsräder der Gasturbine gestellt wird, ist die hohe Rotationsgeschwindigkeit der Düse, weniger die ev. dadurch bedingte hohe Tourenzahl. Nur bei den kleinen Turbinen, deren Räder man aus praktischen und Raum-Gründen keinen grossen Durchmesser geben kann, geht die Tourenzahl über die bei den einstufigen Dampfturbinen übliche noch hinaus, und auch nur dann, wenn man auf eine Düsengeschwindigkeit von 1000 m/sek besteht.

Digitized by Google

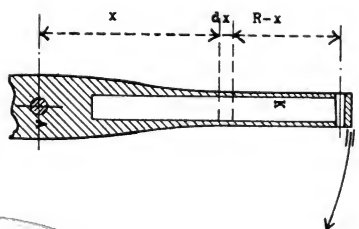
Wenn man die Kammern aus Röhren gleicher Festigkeit bildet, nach dem Muster der Scheiben der Laval-Turbinen, so erscheint die Konstruktion aber einfacher, als man vorher anzunehmen geneigt sein mag. Dies zeigt der nachfolgende Rechnungs-Ueberschlag.

Die Rohr-Kammer K Figur 5 rotiere um die Achse A mit der Düsengeschwindigkeit w m/sek. Bei der Düse D in der Entfernung R von der Achse besitze das Rohr den Material querschnitt Fr in qm, das heisst, den totalen Querschnitt, vermindert um den Querschnitt der Bohrung. In der Entfernung x von der Achse ebenso den Querschnitt Fx, und in der Entfernung O von der Achse den Querschnitt F_O. Fordern wir in jedem Querschnitt gleiche Festigkeit gegen die Wirkung der Zentrifugalkraft, so ist die Querschnittsvermehrung dF, die das Rohrvolumen F.dx in der Entfernung x von der Achse durch seine Rotationsgeschwindigkeit w_x bedingt, gleich:

$$dF = 100 \cdot s \cdot \frac{w_x^2}{k \cdot g \cdot x} \cdot F_x \cdot dx = 100 \cdot s \cdot \frac{w^2}{k \cdot g \cdot R^2} \cdot F_x \cdot dx$$

worin k die zulässige Beanspruchung des Rohrmaterials in kg/qm, und s die Dichte des Materials ist. Daraus kommt:

$$\frac{dF_x}{F_x} = 100 \cdot s \cdot \frac{w^2}{k \cdot g \cdot R^2} \cdot x \cdot dx$$



Figur 5

Digitized by Google

Tabelle I.

Hilfswerte zur Ermittlung.

Die thermischen Wirkungsgrade der Reaktionsräder bei verschiedenen Umlaufgeschwindigkeiten. h = 300

w		100	500	1000	1500	m/sek
p_r nach (5)	für a =	0,50	1,023	2,00	9,0	44	kg/qcm.
	„ „	0,80	1,055	2,87	21,4	143	
	„ „	0,96	1,065	3,43	30,9	234	
	„ „	1,00	1,068	3,55	34,0	266	
T_r nach (6)	„ „	0,50	302	366	560	890	Grad abs.
	„ „	0,80	304	405	720	1240	
(T = 300)	„ „	0,96	305	426	800	1430	
	„ „	1,00	306	433	824	1480	
T_c nach (11a)	„ „	0,50	1823	1863	1993	2247	Grad abs.
	„ „	0,80	1823	1883	2113	2503	
	„ „	0,96	1823	1895	2173	2653	
	„ „	1,00	1823	1903	2183	2693	
p_c nach (9)	„ „	0,50	6,20	10,4	32	112	kg/qcm.
	„ „	0,80	6,33	12,3	63	289	
	„ „	0,96	6,38	15,3	84	435	
	„ „	1,00	6,38	15,6	90	484	
T_a nach (12)	„ „	0,50	1085	955	740	583	Grad abs.
	„ „	0,80	1075	922	646	495	
	„ „	0,96	1073	870	612	467	
	„ „	1,00	1072	868	605	460	
Q_e nach (13)	„ „	0,50	172	211	288	387	cal/kg
	„ „	0,80	175	223	339	427	
	„ „	0,96	176	236	361	524	
	„ „	1,00	176	239	364	538	
w_m nach (15)	„ „	0,50	1200	1330	1560	1800	m/sek
	„ „	0,80	1210	1370	1690	2000	
	„ „	0,96	1215	1410	1740	2100	
	„ „	1,00	1210	1415	1750	2125	
w_m — w	„ „	0,50	1100	830	590	300	m/sek
	„ „	0,80	1110	870	690	500	
	„ „	0,96	1115	910	740	600	
	„ „	1,00	1115	915	750	625	

Digitized by Google

Tabelle II.

Werte für (M + a − 1) nach (7)

n_k	0,95	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50
			1) a = 0,50			
b = 0	− 0,50	− 0,50	− 0,50	− 0,50	− 0,50	− 0,50
„ 1	− 0,39	− 0,36	− 0,29	− 0,20	− 0,10	0,10
„ 2	− 0,28	− 0,22	− 0,08	0,10	0,30	0,70
			2) a = 0,80			
b = 0	− 0,20	− 0,20	− 0,20	− 0,20	− 0,20	− 0,20
„ 1	− 0,15	− 0,10	+ 0,01	0,15	0,35	0,61
„ 2	− 0,10	0	0,22	0,50	0,88	1,42
			3) a = 0,96			
b = 0	− 0,04	− 0,04	− 0,04	− 0,04	− 0,04	− 0,04
„ 1	0,01	0,07	0,20	0,37	0,58	0,92
„ 2	0,06	0,18	0,44	0,78	1,24	1,88
			4) a = 1,00			
b = 0	0	0	0	0	0	0
„ 1	0,05	0,11	0,25	0,43	0,77	1
„ 2	0,10	0,22	0,50	0,86	1,33	2

Tabelle Nr. III.

Die Werte von n_r/n_a, der thermische Wirkungsgrad der Reaktionsräder von Gasturbinen dividiert durch den Abkühlungs-Wirkungsgrad nach (8) bei verschiedenen Umlaufs-Geschwindigkeiten.

h = 300

			n_k =	0,95	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50	
w = 100 m/sek										
a = 0,50,	b = 0,	n_r/n_a =		8,95						Prozent
	„ 1	„		8,90	8,88	8,86	8,83	8,79	8,71	„
	„ 2	„		8,86	8,84	8,78	8,71	8,63	8,45	„
a = 0,80,	b = 0	„	=	8,91						„
	„ 1	„		8,89	8,87	8,83	8,77	8,69	8,59	„
	„ 2	„		8,87	8,83	8,74	8,63	8,48	8,27	„
a = 0,96,	b = 0	„	=	8,87						„
	„ 1	„		8,85	8,84	8,79	8,72	8,64	8,52	„
	„ 2	„		8,85	8,80	8,70	8,56	8,37	8,12	„
a = 1,00,	b = 0	„	=	8,87						„
	„ 1	„		8,85	8,83	8,77	8,70	8,56	8,47	„
	„ 2	„		8,83	8,78	8,67	8,53	8,34	8,07	„

Digitized by Google

w = 500 m/sek

a = 0,50, b = 0, n_r / n_a =	38								Prozent
„ 1 „	37	37	36	35	34	32	„
„ 2 „	36	35	34	32	30	26	„
a = 0,80, b = 0 „ =	37						„
„ 1 „	36	36	34	33	31	28	„
„ 2 „	36	35	32	30	26	20	„
a = 0,96, b = 0 „ =	37						„
„ 1 „	36	35	34	32	30	27	„
„ 2 „	36	34	32	28	24	17	„
a = 1,00, b = 0 „ =	36						„
„ 1 „	36	35	34	32	29	26	„
„ 2 „	35	34	31	28	23	16	„

w = 1000 m/sek

a = 0,50, b = 0, n_r / n_a =	67								Prozent
„ 1 „	62	61	58	55	51	43	„
„ 2 „	58	56	50	43	35	19	„
a = 0,80, b = 0 „ =	63						„
„ 1 „	61	59	54	49	41	31	„
„ 2 „	59	55	46	35	20	—1	„
a = 0,96, b = 0 „ =	60						„
„ 1 „	58	56	51	44	36	24	„
„ 2 „	56	52	42	28	9	—16	„
a = 1,00, b = 0 „ =	60						„
„ 1 „	58	56	50	43	29	20	„
„ 2 „	56	51	40	26	7	—20	„

w = 1500 m/sek

a = 0,50, b = 0, n_r / na =	80								Prozent
„ 1 „	71	68	62	54	45	27	„
„ 2 „	61	55	43	27	9	—30	„
a = 0,80, b = 0 „ =	77						„
„ 1 „	73	68	59	46	28	5	„
„ 2 „	69	59	40	15	—19	—	„
a = 0,96, b = 0 „ =	75						„
„ 1 „	71	65	53	39	20	—11	„
„ 2 „	64	55	32	2	—38	—	„
a = 1,00, b = 0 „ =	75						„
„ 1 „	70	64	52	36	5	—15	„
„ 2 „	64	55	30	—2	—	—	„

Digitized by Google

Integriert man diese Gleichung zwischen den Grenzen Fr und Fx einerseits und R und x andrerseits, so erhält man als Verhältnis der Querschnitte:

$$18) \qquad \int_{F_r}^{F_x} \frac{dFx}{F_R} = 100 \cdot s \cdot \frac{w^2}{k \cdot g \cdot R^2} \int_{x}^{R} x \cdot dx = \log. \frac{F_x}{F_r}$$

$$F_x : F_r = e^{\frac{50\ s}{k\ .\ g}\ (R^2 - x^2)\ \frac{w^2}{R^2}}$$

woraus jeder Querschnitt der Rohrkammer ermittelt werden kann. Als Verhältnis des grössten zum kleinsten Querschnitt erhalten wir aus (18)

$$19) \qquad \frac{F_o}{F_r} = e^{\frac{50\ .\ s}{g\ \ k}\ .\ w^2}$$

Wenn wir nicht berücksichtigen, dass die Rohrmitte in der Gegend der Achse voll bleibt, so erhält das Rohr eine Gestalt, die etwa der Figur 5 gleicht. Die Frage, welche Gestalt das Rohr erhält, wenn wir diesen Umstand in Rechnung setzen, braucht uns weiter nicht zu beschäftigen, da die Rohrmitte aus konstruktiven Gründen wegen der Zuleitungen und der Wellenbefestigung sowieso anders gestaltet werden muss.

Nehmen wir an, das Baumaterial des Rohrs sei Nickelstahl, das wir nur mit 20 kg/qmm beanspruchen wollen; dies Material kann bekanntlich für höhere Beanspruchungen von der Firma KRUPP geliefert werden; und die Dichte dieses Nickelstahls sei 8, so wird (19)

$$20) \qquad \frac{F_o}{F_r} = e^{w^2/500000}$$

Das gibt für w gleich 500 m/sek etwa 1,7, für 1000 m/sek etwa 8. Wir brauchen also durchaus nicht ängstlich bei der Querschnittsbemessung von F_r zu sein, ohne befürchten zu müssen, dass die Rohrkammer unausführbar wird.

Eine solche Rohrkammer lässt sich in allen Teilen leicht bearbeiten und ihre Ausbalancierung bietet nicht mehr Schwierigkeiten, als die von Dampfturbinenscheiben. Zum Schutz des Kammerinnern gegen hohe Temperaturen namentlich in der Gegend der

Digitized by Google

Düse kann die Kammer mit einem Rohr aus Asbestschiefer ausgefüttert werden.

Der Kammerschluss und die Düse mit der Zündvorrichtung.

Besondere Aufmerksamkeit erfordert noch der Kammerschluss am äusseren Ende und die Befestigung der Düse. Figur 6 ist ein Vorschlag zur Ausbildung des Kammerendes mit der Düse.

In die Kammerwand ist in der aus der Zeichnung ersichtlichen Weise ein Falz eingedreht. Die Endöffnung der Kammer hat denselben Durchmesser wie das Kammerinnere, damit die Werkzeuge zur Bearbeitung des Rohrinnern in die Kammer eingeführt werden können, und damit auch ev. das erwähnte Schutzrohr aus Asbestschiefer oder einem andern feuerfesten Material in die Kammer eingebracht werden kann. Asbestschiefer ist nach der HÜTTE ein leichtes Material von der Härte mancher natürlicher Schiefer, gut wärmeisolierend und als feuersicher bewährt, das von der Firma ALFRED COLMANN A. G. in Hamburg geliefert wird.

Wenn die Kammer vollkommen fertig bearbeitet und auf der Welle montiert ist, wird der aus zwei Teilen bestehende Deckel zum Verschluss der Kammer in den Falz hineinpraktiziert. Dann wird durch die Düsenlöcher; die Düse wird erst später eingezogen; ein feuerfester, etwa Asbest enthaltender Kitt in die Kammer eingebracht, die Düsenlöcher werden oberflächlich verschlossen, und die Kammer in normaler Weise solange in Rotation versetzt, bis der Kitt getrocknet ist. Dadurch wird der zweiteilige Deckel fest in seinen Falz gedrückt und mit dem Kitt abgedichtet, Ist der Kitt erhärtet, wird von einem Düsenloch zum andern ein Kanal im Kitt sauber ausgebohrt, und aller Kitt, der nach dem Innern der Kammer zu sitzt, aus der Kammer entfernt, der nach dem Deckel zu sitzende aber stehen gelassen damit er der nun ein zuziehenden Düse als Auflage dienen kann.

Als Baumaterial für die Düse empfiehlt sich unter anderm der Quarz, ein sehr harter und für unsere Zwecke vollkommen feuerfester Stoff von nur etwa 2,8 spezifischem Gewicht. Die

Digitized by Google

Firma HERÄUS in Hanau liefert Quarzgegenstände in allen Formen und Gewichten. Ein anderes geeignetes Material scheint Hartporzellan zu sein, das die Firma KERAMISCHE WERKE G. m. b. H. in Dresden-A. 10 anbietet. Als Baustoff kommt vielleicht auch die sogenannte Magnesia-Komposition in Frage, die die MAGNESIA-WERKE in Weissensee herstellen. Für niedere Temperaturen genügen vielleicht auch Düsen aus Metall.

Die schwach konische Düse wird in die Düsenlöcher eingekeilt. Sie wird durch den entstehenden Gasdruck auch noch fest in ihre Lager gedrückt. Die der eigentlichen Düsenöffnung abgekehrte Seite des Düsenkonus enthält in der Abbildung 6 einen Stopfen, ebenfalls aus Quarz etc., jedenfalls aber aus einem Material, das die Elektrizität nicht leitet. Dieser Stopfen kann die Drähte der elektrischen Zündung aufnehmen. Er wird in den Düsenkonus eingeschraubt wie eine gewöhnliche Zündkerze, die er auch vertritt. In der Düse sitzt die Zündkerze jedenfalls an der denkbar günstigsten Stelle. Arbeitet die Gasturbine ganz ohne besondere Zündung, so kann eine solche leicht herstellbare elektrische Zündeinrichtung für die Inbetriebsetzung des Motors doch gute Dienste leisten.

Die Düse und Zündkerze und der gesamte Kammerschluss ist im Gewicht möglichst zu beschränken, da diese besonderen Belastungen der Kammer an der exponierten Stelle den Quer schnitt F_o nach (18) und (19) stark beeinflussen.

Zur Bestimmung der absoluten Abmessungen der Kammern und des Rohrs gleicher Festigkeit müssen wir deren Abhängigkeitsverhältnis von der Turbinenleistung kennen lernen.

Die Dimensionen der Explosionskammern bei verschiedenen Leistungen der Explosions-Gasturbine.

Soll eine Gasturbine L Pferdestärken leisten, wird sie mit einem Explosionsgemisch vom Heizwert H Cal/kg gespeist, und arbeitet sie mit einem thermischen Wirkungsgrade n_r, so müssen in jeder Sekunde $\frac{L \cdot 75}{427 \cdot n_r \cdot H}$ kg/sek

Digitized by Google

Gemisch in ihr explodieren. Besitzt die Gasturbine m Kammern, macht sie n Umgänge in der Minute, und kommt jede Kammer in jeder Drehung zur Explosion, so ist jeder Kammer ein Rauminhalt zu geben, wenn s die Dichte des zur Explosion gelangenden Gemisches, bezogen auf Luft von $T_O = 300$ Grad abs bei einem Druck von 760 mm Quecksilber:

$$= \frac{L \,.\, 75}{427 \,.\, H \,.\, n_r} \cdot \frac{60}{n \,.\, m} \cdot \frac{0{,}854}{s} \text{ cbm}$$

Zur Ermittlung der mittleren Dichte s ist zu berücksichtigen, dass vor der Explosion die höchste Druckzunahme in der Kammer $(p_r - 1)$ ist. Als den niedersten Druck nehmen wir den Atmosphärendruck an.

Der mittlere Druck p_m ist mit Benutzung von (5)

$$p_m = 1 + \frac{1}{R - r}\int_R^r \left(p_r - 1\right) dR_x = 1 + \frac{p_r - 1}{R - r}\int_R^r \left(\frac{R^2}{R^2_x}\right)^{\frac{k}{k-1}} dR_x$$

oder 21)

$$p_m = \frac{k-1}{3k-1}\left(p_r - 1\right) \frac{R^{\frac{3k-1}{k-1}} - r^{\frac{3k-1}{k-1}}}{(R - r) \,.\, R^{\frac{2k}{k-1}}} + 1$$

oder annähernd

22 a) $$p_m = \frac{k-1}{3k-1}\left(p_r - 1\right)\frac{R}{R - r} + 1$$

Für r gleich Null, also für a gleich 1 und k gleich 1,40 wird

$$p_m = \frac{k-1}{3 \,.\, k-1}\left(p_r - 1\right) + 1 = 0{,}125\left(p_r - 1\right) + 1$$

Die mittlere Druckzunahme beträgt demnach nur den achten Teil der höchsten Druckzunahme, d. h., der Druck nimmt in der Nähe der Düse schnell zu, während er in der übrigen Kammer verhältnismässig gering bleibt. Wir wollen nachher einige Kammerinhalte für den Fall bestimmen, dass r etwa 0,2 . R, also a nach (4) etwa 0,96 ist. Legt man a in dieser Weise konstruktiv fest, so ist damit nur die obere Grenze gegeben, bis zu der a zu-

Digitized by Google

nehmen kann. Verkleinern kann man a durch Abdrosselung in beliebigem Masse. Dadurch wird aber der Wert von p_m weiterhin nur insofern beeinflusst, als p_r in (21) und (21a) abnimmt.

Für $r = 0{,}2 \cdot R$ wird

22) $$p_m = 0{,}125\ (p_r - 1)\frac{1}{0{,}8} + 1 = 0{,}156\ (p_r - 1) + 1$$

Diese Vergrösserung von p_m rührt offenbar daher, dass von der Kammer da, wo nur niedere Drücke in ihr herrschen, etwas abgeschnitten ist, so dass der mittlere Druck vergrössert erscheint.

Beim mittleren Druck p_m besitzt das explosive Gasgemisch die mittlere Temperatur.

23) $$T_m = T_o \cdot p_m^{\,k-1/k} = 300 \cdot p_m^{\,k\ \ 1/k}$$

Daraus erhalten wir nun als mittlere Dichte, wenn wir annehmen, das explosive Gemisch habe im Zustand der Atmosphäre auch deren Dichte

24) $$s = \frac{300}{T_m}\ p_m = (0{,}156\ (p_r - 1) + 1)^{1/k}$$

und nun wird der Rauminhalt einer Explosionskammer, als Produkt aus dem explodierenden Gewicht in das mittlere spezifische Volumen des explosiven Gemisches:

25)
$$I = \left(\frac{L \cdot 75}{427 \cdot H \cdot n_r} \cdot \frac{60}{n \cdot m}\right) \cdot \left(\frac{0{,}854}{(0{,}156\ (p_r - 1) + 1)^{1/k}}\right)$$

Hat man die Kammern einer Gasturbine von einer bestimmten Leistung zu dimensionieren, so setzt man m zunächst gleich 1 und verteilt dann I unter soviel Kammern, als einem praktisch erscheint.

Die Dimensionen der Düsen bei verschiedenen Leistungen der Explosions-Gasturbine.

Wenn wir festsetzen, dass die Turbine mit einfachem Luftüberschuss arbeiten soll, dass also b gleich 1 ist, muss während einer Umdrehung des Reaktionsrades das doppelte Gewicht des explosiven Gemisches die Düse passieren. Beträgt der festgesetzte

Digitized by Google

Luftüberschuss nur 0,5, so muss das anderthalbfache Gewicht die Kammer durch die Düse verlassen können. Entströmen die Gase der Düse mit Atmosphärendruck, was wir hier annehmen wollen, und was auch annähernd der Fall ist, und besitzen die Kühlgase hierbei im Mittel die absolute Temperatur $T_0 = 300$ Grad, so ist die mittlere Temperatur des die Kammer während eines Umganges um die Achse verlassenden Gasgemisches annähernd

$$\frac{T_a + 300}{1 + b}$$

und sein mittleres spezifisches Volumen

$$0{,}854 \frac{T_a + 300}{300 \cdot (1 + b)}$$

Das Kühlgas verlässt die Kammer mit der Geschwindigkeit $w \cdot \sqrt{a}$ m/sek, das explodierte Gas mit der mittleren Gesnwindigkeit w_m m/sek. Die mittlere Geschwindigkeit der gesamten Gasmenge

$$\frac{w_m + w\sqrt{a}}{1 + b}$$

In einer Sekunde explodiert das Explosiv-Gemisch aus (25) n : 60 mal. Demnach wird der grösste Querschnitt der Düse:

$$f_1 = (1 + b) \cdot \left(\frac{L \cdot 75}{427 \cdot H \cdot m \cdot n_r}\right) \cdot \left(\frac{0{,}854 \cdot (T_a - 300)}{300 \cdot (1 + b)}\right) \cdot \left(\frac{1 + b}{w_m + w_a}\right) \text{ qm}$$

oder

26)

$$f_1 = (1 + b) \cdot \left(\frac{L \cdot 75 \cdot 0{,}854}{427 \cdot H \cdot m \cdot n_r}\right) \cdot \left(\frac{T_a + 300}{w_m + w_a}\right) \text{ qm und}$$

27)

$$f_1 = (1 + b) \cdot L \cdot C$$

solange w konstant bleibt.

Digitized by Google

Der kleinste Querschnitt f_o der Düse kann nach p_e oder einem mittleren Explosionsdruck festgesetzt werden, den man aus w_m bestimmt. Nach bekannten Relationen wird das Verhältnis f_1 / f_o bei verschiedenen Druckgefällen:

28)

$p_e / p_a =$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$f_1 / f_o =$	2,0	2,9	3,7	4,4	5,1	5,8	6,4	7,0	7,5

Ist p_r etwa 10 und p_e etwa 30, so würde man f_1 / f_o vorläufig etwa gleich 2,9 machen, und dann feststellen, ob ein anderes Verhältnis ein besseres Resultat gibt. Mit Experimenten kommt man in dieser Spezialfrage am weitesten, und theoretische Erörterungen dürfen erst nachfolgen.

Die Dimensionen von Gasturbinen von 3 bis 10000 PS Leistung.

In der Tabelle IV sind nun die Abmessungen der Kammern von Gasturbinen von 3 bis 10000 Pferdestärken Leistung samt den Querschnitten der Düsen zusammengestellt. Die einzelnen Werte der Tabelle wollen wir hier der Reihe nach durchgehen.

Unter R verstehen wir ja den Abstand der Düsenmitte von der Wellenmitte, und wir nehmen an, dass die Düse mit der Geschwindigkeit w m/sek rotiert. Als Tourenzahl n des Reaktionsrades erhalten wir

29)
$$n = \frac{w}{2 \cdot R \cdot \pi} \cdot 60$$

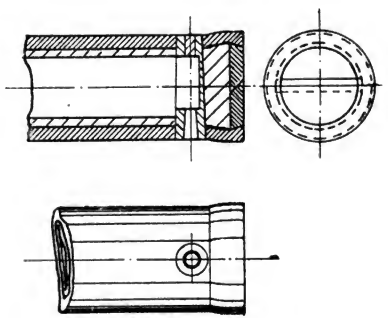
die wir, wie üblich, auf die Minute beziehen.

In der Tabelle ist für w einmal 500 m/sek, und einmal 1000 m/sek eingesetzt.

Zur Bestimmung von m. I, des Gesamtinhalts der Explosionskammer nach (25) müssen wir Festsetzungen über den thermischen Wirkungsgrad der Gasturbine und über die Grösse H, und über a zur Bestimmung von p_m machen. Setzen wir $a = 0{,}5$, und nehmen wir an, dass $n_r = o{,}2$ sei, so bewerten wir damit den Abkühlungs-Wirkungsgrad aus Tabelle III für

Digitized by Google

w = 500 m/sek und b = 1 mit höchstens 0,2/0,32 oder 0,63, für b = 0,5 mit noch weniger und für w = 1000 m/sek und b = 1 mit höchstens 0,2/0,43 oder 0,47, für b = 0,5 mit etwa 0,35 und weniger. Wir dürfen uns deshalb wohl zweifellos des Wertes 0,2 für n_r bedienen. Für a setzen wir 0,5 fest, und für H nehmen wir 400 Cal/kg an.



Figur 6

Dann wird mit Hilfe der Werte aus Tabelle I aus (25)

30) für w = 500, $\quad m.\ I = 100 \cdot \frac{L}{n}$ Liter

für w = 1000 $\quad m.\ I = 63{,}3 \cdot \frac{L}{n}$ Liter

Der grösste Querschnitt m. f_1 der Düse wird aus (26) mit den Werten zu (30)

31) für w = 500, b = 1, $\quad m \cdot f_1 = 2 \cdot 0{,}0467 \cdot L = 0{,}0935 \cdot L$ qcm

„ „ 0,5, $m \cdot f_1 = 1{,}5 \cdot 0{,}0467 \cdot L = 0{,}0700 \cdot L$ qcm

für w = 1000, b = 1, $\quad m \cdot f_1 = 2 \cdot 0{,}0288 \cdot L = 0{,}0575 \cdot L$ qcm

„ „ 0,5 $m \cdot f_1 = 1{,}5 \cdot 0{,}0288 \cdot L = 0{,}0432 \cdot L$ qcm

Digitized by Google

Als Kammeranzahl ist bei den kleineren Leistungen, bis 25 PS m = 2, für die grösseren m = 4 angenommen. Jede andere Anzahl ist natürlich zulässig, und man wird der Gasturbine soviel Kammern geben, als für einen speziellen Zweck geeignet scheint. Will man in der bei Besprechung der Regulierbarkeit erwähnten Weise die Leistung der Gasturbine in grösserem Umfange bei annähernd konstanten thermischem Wirkungsgrade veränderbar machen, so wird man ihr eine entsprechende Anzahl Kammern geben, und die Turbine ausserdem mit einer Vorrichtung versehen, die das Aus- und Einschalten eines Teiles dieser Kammern gestattet. Eine solche Vorrichtung ist weiter hinten beschrieben.

Dimensionen von Gasturbinen bei verschiedenen Leistungen.

Tabelle IV.

L =	3	5	10 PS
R =	0,25–0,50	0,25–0,50	0,25–1 m
n nach (28)			
für w = 500	19000–9500	19000–9500	19000–4750
„ w = 1000	38000–19000	38000–19000	38000–9500
m . I nach (29)			
für w = 500	0,016–0,032	0,027–0,053	0,053–0,210
„ w = 1000	0,005–0,01	0,009–0,017	0,017–0,067
m . f_1 nach (31)			
für w = 500, b = 1	0,28	0,47	0,94 qcm
„ b = 0,5	0,21	0,35	0,70 „
für w = 1000			
b = 1	0,175	0,29	0,58 „
„ = 0,5	0,135	0,22	0,44 „
m	2	2	2
Kammerlänge	0,2–0,4	0,2–0,4	0,2–0,8 m
bei w = 500 ist D	0,64	0,92	1,16 cm
d_1	0,42	0,55	0,77 „
$d_{0,5}$	0,37	0,47	0,67 „
bei w = 1000 ist D	0,36	0,46	0,65 „
d_1	0,33	0,43	0,61 „
$d_{0,5}$	0,29	0,37	0,53 „

Digitized by Google

L =	25	50	100 PS
R =	0,25–1,5	0,25–2	0,25—2 m
n nach (28)			
für w = 500	19000—3180	19000—2375	19000—2375
„ w = 1000	38000 6360	38000—4750	38000—4750
m . I nach (29)			
für w = 500	0,13–0,79	0,26 - 1,75	0,53–4,22 l
„ w = 1000	0,042 0,25	0,084—0,67	0,17 · 1,34 l
m . f_1 nach (31)			
für w = 500, b = 1	2,34	4,70	9,40 qcm.
„ b = 0,5	1,75	3,50	7,00 „
für w = 1000			
b = 1	1,45	2,90	5,80 „
„ = 0,5	1,08	2,16	4,32 „
m	2	4	4
Kammerlänge	0,2—1,2	0,2 - 1,6	0,2 –1,6 m
bei w = 500 ist D	1,82	1,82	2,68 cm
d_1	1,22	1,22	1,73 „
$d_{0,5}$	1,05	1,05	1,50 „
bei w = 1000 ist D	1,03	1,03	1,45 „
d_1	0,96	0,96	1,35 „
$d_{0,5}$	0,83	0,83	1,18 „
L =	250	500	750 PS
R =	1–2,5	1–2,5	1–2,5
n nach (28)			
für w = 500	4750—1900	4750—1900	4750—1900
„ w = 1000	9500–3800	9500–3800	9500–3800
m . I nach (29)			
für w = 500	5,27–13,2	10,5–27,4	15,8–39,5 l
„ w = 1000	1,67–4,17	3,33 - 8,32	5,0—12,5 l
m . f_1 nach (31)			
für w = 500, b = 1	23,4	46,7	70 qcm
„ b = 0,5	17,5	35,0	53 „
für w = 1000			
b = 1	14,4	28,8	43 „
„ = 0,5	10,8	21,6	32 „
m	4	4	4 „

Digitized by Google

Kammerlänge	0,8 2	0,8–2	0,8–2 m
bei w = 500 ist D	4,1	5,8	7,1 cm
d_1	2,7	3,9	4,7 „
$d_{0,5}$	2,4	3,3	4,1 „
bei w = 1000 ist D	2,3	3,3	4,0 „
d_1	2,1	3,0	3,7 „
$d_{0,5}$	1,9	2,6	3,2 „
L =	10 0	5000	10000 PS
R =	1 - 3	1—5	1–5 m
n nach (28)			
für w = 500	4750–1590	4750–950	4750–950
„ w = 1000	9500—3180	9500—1900	9500—1900
m . I nach (29)			
für w = 500	21–63	105—526	210 - 1050 l
„ w = 1000	6,7 20	33—167	67—333 l
m . f_1 nach (31)			
für w = 500, b = 1	93	467	935 qcm
„ b = 0,5	70	350	700 „
für w = 1000			
b = 1	58	288	575 „
„ = 0,5	43	216	432 „
m	4	4	4
Kammerlänge	0,8–2,4	0,8—4	0,8 4 m
bei w = 500 ist D	8,2	18,3	26,0 cm
d_1	5,5	13,2	17,3 „
$d_{0,5}$	4,7	10,5	15,0 „
bei w = 1000 ist D	4,6	10,3	14,5 „
d_1	4,3	9,6	13,5 „
$d_{0,5}$	3,7	8,3	11,8 „

Die Kammerlänge l ist gleich 0,2 R, nach unsern Annahmen zu (22). Die Kammer besteht aus einem Rohr gleicher Festigkeit, das sich um einen Durchmesser dreht, und das in der Entfernung R von der Drehachse die Düse trä t. Bis etwa 0,2 R. von der Welle ist das Rohr ausgefüllt, und dort münden die Zuleitungen in die Kammern ein. (Figur 9). Wir machen

Digitized by Google

diese einheitlichen Festsetzungen nur im Interesse der Bequemlichkeit und Uebersichtlichkeit der Rechnungen. In der Praxis wird man mit den Zuleitungen so nah wie irgend möglich an die Welle herangehen.

Der lichte Durchmesser D der Kammer

$$D = 2 \cdot \frac{m \cdot I}{m \cdot R \cdot 0{,}8 \cdot \sqrt{t}}$$

wird nach (29 und (30)

32) für $w = 500$, $D = 200 \sqrt{\frac{0{,}1 \cdot L \cdot 2}{500 \cdot 60 \cdot 0{,}8 \cdot m}} = 0{,}517 \sqrt{\frac{L}{m}}$ cm

für $w = 1000$, $D = 200 \sqrt{\frac{0{,}0633 \cdot L \cdot 2}{1000 \cdot 60 \cdot 0{,}8 \cdot m}} = 0{,}290 \sqrt{\frac{L}{m}}$ cm

Der Durchmesser der Kammern ist also gar nicht von R und von der Kammerlänge l abhängig! Wenn die Länge der Kammern zunimmt, nimmt ja auch in gleicher Weise die Tourenzahl ab, und damit I zu. Wir können also den Kammern nicht dadurch einen andern Durchmesser geben, dass wir sie verlängern oder verkürzen, sondern nur dadurch, dass wir die Anzahl der Kammern für die gleiche Leistung vermehren oder vermindern.

Im selben Sinne, wie die Kammeranzahl, ändert sich auch f_1 für jede Kammer. Deshalb ist das Verhältnis der Düsenquerschnitte zum Kammerquerschnitt ebenfalls für dieselben Betriebsverhältnisse etwas Gegebenes, das wir nicht willkürlich ändern können. Indertat ist nach (31) und (32)

33) $$\left(\frac{D}{2}\right)^2 : f_1 = \frac{C_1}{C_2} \cdot (1 + b)$$

ein Quotient, der neben b **nur** Konstanten enthält. Wir können dieses Verhältnis, das, wie gezeigt werden kann, für den Wirkungsgrad von hoher Wichtigkeit ist, nur durch Veränderung von b beeinflussen, wenn w sich nicht ändern soll. Es wird nach (31) und (32) der Quotient (33) numerisch

Digitized by Google

34)

für w =	500, b = 1,	2,24
„ „	500, „ „ 0,5,	3,00
„ „	1000, „ „ 1,	1,15
„ „	1000, „ „ 0,5,	1,52

Je grösser also b nnd w wird, desto kleiner wird der Quotient, und desto grösser muss die Geschwindigkeit der Gase in den Kammern, namentlich aber in den Zuleitungen werden.

Bei den in Tabelle IV durchgerechneten Turbinen haben wir a durch Addrosselung auf 0,5 festgesetzt. Es ist demnach nach (1) $w_a = \sqrt{a.}\ w. = 0{,}7 \ . \ w.$

Machen wir den Gesamtquerschnitt der Zuleitungen gleich dem Querschnitt der Kammer, zu der sie gehören, so wird die Geschwindigkeit darin nach (34)

35) für w = 500, b = 1, $w_e = \frac{0{,}7 \cdot 500}{2{,}24} = 157$ m/sek

für w = 500 b = 0,5 $w_e = \frac{0{,}7 \cdot 500}{3{,}00} = 117$ m/sek

für w = 1000 b = 1 $w_e = \frac{0{,}7 \cdot 1000}{1{,}15} = 610$ m/sek

für w = 1000 b = 0,5 $w_e = \frac{0{,}7 \cdot 1000}{1{,}52} = 460$ m/sek

Für b = 0 würde werden nach (34)

36)

für w =	500 , 4,46
für w =	1000 , 2,22

und daraus als Zuleitungsgeschwindigkeit:

für w = 500,	w_e = 79 m/sek
für w = 1000,	w_e = 316 m/sek

(35) und (36) lassen wohl erkennen, wie wichtig es für den Wirkungsgrad der Turbine ist, b so klein als irgend möglich zu machen.

Die Zuleitungsgeschwindigkeit gilt auch noch für den Kammerteil, der in der Nähe der Zuleitungen liegt. Je näher das

Digitized by Google

Gas aber der Düse kommt, desto mehr nimmt auch seine Geschwindigkeit ab, bis sie schliesslich vor der Düse auf den Wert

$$w_d = \frac{w_e \cdot T_r}{p_r : T_o}$$

gesunken ist. Bewerten wir T_o wieder mit 300, so kommt

37) für $w = 500$, $b = 1$, $w_d = 92$ m/sek
für $w = 500$, $b = 0{,}5$ $w_d = 72$ m/sek
für $w = 1000$, $b = 1$, $w_d = 127$ m/sek
für $w = 1000$, $b = 0{,}5$ $w_d = 96$ m/sek

Wir können diese relativ hohen Kammergeschwindigkeiten nicht umgehen, wegen (33), oder wir müssten den Aufbau der Turbine von Grund aus umgestalten. Was aber nur auf Kosten ihrer Einfachheit geschehen könnte.

In der Tabelle IV sind nun noch die Durchmesser D der Kammern und die grössten Durchmesser der in ihnen sitzenden Düsen angegeben. d_1 ist der grösste Durchmesser der Düse für $b = 1$, der für $b = 0{,}5$ ist mit $d_{0,5}$ bezeichnet.

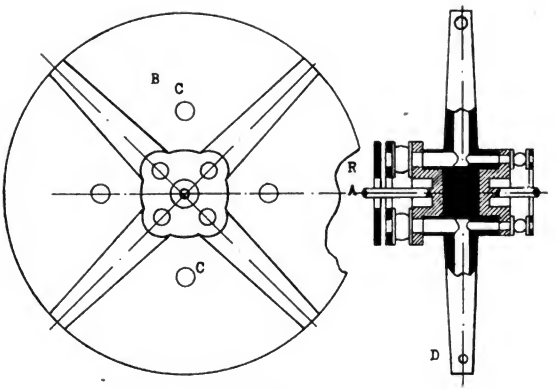
Der Aufbau des einstufigen Schnelläufers.

Ehe wir uns die Angaben der Tabelle IV näher ansehen, wollen wir uns mit dem konstruktiven Gesamtaufbau der einstufigen Gasturbine beschäftigen. In Figur 7 ist eine Reaktions-Gasturbine mit vier Kammern gezeichnet. Zur Unterscheidung von mehrstufigen, sonst in gleicher Weise arbeitenden Gasturbinen, auf die nochmals besonders zurückgekommen werden soll, nennen wir sie den »einstufigen Schnelläufer«. Es fehlen die Lager, die uns hier nichts angehen. Ebenso ist das Gaszuleitungs-Segment fortgelassen, das schon in Figur 1 genügend verdeutlicht ist.

Die vier Explosionskammern sind in einem Armkreuz gleicher Festigkeit untergebracht. Das Armkreuz ist einmal teilweise geschnitten und einmal in Seitenansicht in Figur 7 dargestellt. Das Armkreuz sitzt auf der Achse A in der bei Dampfturbinen üblichen Weise. Nahe den Enden der Kammern sind

Digitized by Google

die Lavaldüsen D in die Rohre eingekeilt. Die Wirkungsweise und Einrichtung ist im übrigen ganz gleich der prinzipiellen Darstellung zu Figur 1 und kann deshslb hier übergangen werden. In diesem Znsammenhang soll aber auf die Reguliervorrichtung, die Kühlvorrichtung und auf die Ventile der Gasturbine näher eingegangen werden.



Figur 7.

Die Reguliervorrichtung der Gasturbine.

Die Luftzuleitungsventile und die Gaszuleitungsventile münden einerseits in die Luft- bezw. Gasleitung, und andrerseits in je einen Ring ein, der sich mit dem Reaktionsrade dreht.

Der Gaszuleitungsring dreht sich dicht vor einem Gaskanal, durch den die Explosionskammern dann zeitweise in der zu Figur 1 beschriebenen Weise mit einem Gasgenerator in Verbindung gebracht werden. Um die Gaszufuhr regulierbar zu machen, wird man also einen Hahn oder eine Drosselklappe in die Gasleitung G Figur 1 einsetzen, womit die Gaszufuhr von Hand oder einem automatischen Regler verstellt werden kann.

Digitized by Google

Die Luftzufuhr kann in der Weise reguliert werden, dass man den feststehenden Ring R Figur 7 durch eine Hebel- oder Schraubenbewegung den freien Oeffnungen der Luftventile mehr oder weniger nähert. Besser scheint es noch, in dem Ringe R einen ringförmigen Kanal auszusparen, und den Ring dicht vor die freien Ventilöffnungen der Luftventile heranzubringen, so dass die Ventile die Luft aus diesem Kanal entnehmen müssen. Der Luftkanal erhält nun eine ähnliche Zuleitung, wie der Gaskanal deren freie Oeffnung dann durch einen Hahn oder eine Drosselklappe von Hand oder einen automatischen Regler gleichzeitig mit der freien Oeffnung der Gasleitung verändert wird.

Man kann auch die Luft- und die Gaszuleitung kurz vor dem Ventil miteinander verschmelzen, wodurch die Reguliervorrichtung noch einfacher gehalten wird. Die Zuleitungskanäle im Armkreuz können auch damit auf die Hälfte herabgesetzt werden.

Konstruktive Schwierigkeiten bietet die Reguliervorrichtung also nicht. Die im Dampfmaschinenbetrieb gebräulichen automatischen Regler sind auch ohne weiteres im Explosions-Gas turbinenbetrieb verwendbar.

Gibt man der Gasturbine viele Kammern von entsprechend kleinerem Querschnitt, die in Gestalt von Kammersätzen von je zwei, drei, vier oder mehr Kammern auf einer Welle sitzen, so kann man jeden Satz mit einer Reguliervorrichtung versehen, und die Einrichtung dann so treffen, dass durch den automatischen Regler bei Belastungsänderungen die Kammern satzweise aus- oder eingeschaltet werden. Auch hierzu ist der im Dampfmaschinenbetrieb gebräuchliche Regler zu gebrauchen.

Man kann auch mehrere Satz Explosionskammern in einem Armkreuz unterbringen, wenn man jedem Satz besondere Luft- und Gaskanäle gibt, die sich in einem Ring übereinander befinden dürfen.

Nicht fraglich ist wohl, ob Gas- und Luftzuleitung zu unterbrechen ist, wenn ein Kammersatz ganz ausgeschaltet werden soll. Im Prinzip genügt es ja, wenn man nur die Gaszuleitung

Digitized by Google

abstellt. Die Luft, die die Kammern dann nur noch durchstreicht, leistet ja auch beim Ausströmen aus den Düsen eine gewisse Arbeit, die zwar den Arbeitsaufwand zu ihrer Kompression nicht ganz erreicht, ihn aber doch zum Teil deckt. Man kann aber sicher das Armkreuz so ausstatten, dass ganz leer laufende Kammern zu ihrer Rotation weniger Arbeit absorbieren, als Kammern, die fortdauernd nur von Luft durchspühlt werden Ganz abgesehen von Düsenverschleiss.

Die Frage nach dem Leerlaufwiderstand der Kammern führt uns zum Luftwiderstand, den die Kammern bei ihrer Rotation zu überwinden haben. Würde man das Armkreuz Figur 7 ohne jede Verkleidung rotieren lassen, so wäre der Luftwiderstand, den es bei der Rotation zu überwinden hat, bedeutend, aber auch die kühlende Wirkung der mit grosser Geschwindigkeit an den äusseren Kammerwänden vorbeistreichenden Luft. Der Versuch, beides regulierbar zu machen, führt zu einer Kühleinrichtung für die Gasturbine.

Die Kühleinrichtung der Gasturbine.

Hierzu sollen die Windbleche B Figur 7 dienen, die das Armkreuz beiderseitig umgeben. Das oberste ist in Figur 7 nicht dargestellt. Es entsteht so eine volle Scheibe, die mit wenig Widerstand in der Luft rotieren kann. Die Düsen liegen innerhalb dieser Scheibe. Der äusserste Rand der Scheibe bleibt offen, damit die Turbinengase entweichen können. Zur Kühlung der Kammer wird eine gewisse Zirkulation der Atmosphäre durch das Innere der Scheibe dadurch zugelassen, dass man in den Windblechen nahe der Achse verstellbare Oeffnungen C anbringt.

Das Baumaterial der Windbleche braucht nicht Metall zu sein. Das Armkreuz kann vielmehr durch eine leichte Masse zu einer vollen Scheibe ergänzt werden. Um die äusseren Kammerwände herum werden dann Kanäle freigelassen, durch die die Atmoshphäre zur Kühlung der äusseren Kammerwände zirkulieren kann.

Digitized by Google

Die auf ein Vakuum arbeitende Gasturbine.

Innerhalb der Windbleche oder der Kühlkanäle entsteht bei mehr oder weniger geöffneten Zirkulationslöchern C ein geringerer oder grösserer Unterdruck. Der Gedanke liegt nun nahe, die Düsen des Reaktionsrades auf diesen Unterdruck anstatt auf den Atmosphärendruck arbeiten zu lassen, gleichsam wie eine Dampfturbine auf die Kondensatorspannung. Die eigenartigen Kraftverhältnisse bei der Gasturbine verlangen dann, dass man die Windbleche, resp. die äusseren Mündungen der Kühlkanäle weit über die Düsen hinaus ausladen lässt, weil sonst in der Gegend der Düsen kein bemerkenswerter Unterdruck entsteht.

Eine derartige Anordnung trägt zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades der Gasturbine bei, wenn der Energieaufwand zur Erzeugung des Vakuums geringer gehalten werden kann, als der Arbeitsgewinn aus der vermehrten Expansionsarbeit ausmacht. Wichtiger ist vielleicht der praktische Effekt, dass die Explosions- und Kühlgase auf eine tiefere Temperatur expandieren, letztere theoretisch ev. weit unter die Temperatur der äusseren Atmosphäre, so dass die Gegend der Düsen gekühlt wird.

Die Rückschlagventile der Gasturbine.

Ein sehr wichtiges Konstruktionselement der Gasturbine ist das Rückschlagventil der Zuleitung. Die Explosionsgasturbine hat nur ein bewegliches Organ, abgesehen natürlich vom Rade selbst, oder der Reguliervorrichtung, und das ist der Ventilapparat Diesen Ventilen muss aber auch viel zugemutet werden, Sie müssen bei jedem Umgang ihrer Explosionskammer einmal in Funktion treten, in einer Sekunde also ev. einige hundert mal. Die Erfahrungen mit schnellaufenden Benzinmotoren beweisen, dass man von Ventilen in dieser Beziehung schon etwas verlangen darf. Sie müssen aber auch besonders leicht, und doch fest sein, sie dürfen sich trotz der starken Beanspruchung nicht zu schnell verbrauchen und sich nicht festsetzen können, und ausserdem müssen sie so konstruiert sein, dass die auftretenden Zentrifugalkräfte ihre Funktionen nicht stören.

Digitized by Google

In Figur 8 ist nun ein Ventil versucht, das zwar im Aufbau etwas komplizierter ist, als ein gewöhnliches Rückschlagsventil, bei dem aber auf diese Forderungen des Gasturbinenbetriebes besondere Rücksicht genommen ist.

Das Ventil besteht aus zwei miteinander verschraubten Teilen. Der eine enthält den Bewegungsmechanismus des Ventils, der andere das Ventil selbst. Diese den Bau komplizierende Trennung ist deshalb gewählt 1), weil dadurch der Bewegungsmechanismus ausserhalb der Explosionskammer liegt, und mit deren Feuergasen nicht in Berührung kommt, 2), weil der Bewegungsmechanismus, will man die Reibung und damit die Abnützung auf ein Mindestmass herabdrücken, ziemlich viel Raum beansprucht, der als schädlicher Raum den Kammerinhalt vermehrt, wenn durch ihn der eigentliche Ventilraum vergrössert wird.

Das Ventil selbst ist als leichte getriebene Platte gedacht, die an einem leichten Stahlhebel befestigt ist. Der Stahlhebel ist in einen Klotz verstellbar eingeschraubt. Der Klotz dreht sich mit einem Zapfen in zwei schmierbaren und ev. nachstellbaren Lagern. Der Klotz führt nur sehr kleine Bewegungen aus, die Abnutzung kann deshalb nur minimal sein.

Zu der Konstruktionsskizze ist wohl sonst nichts mehr zu bemerken.

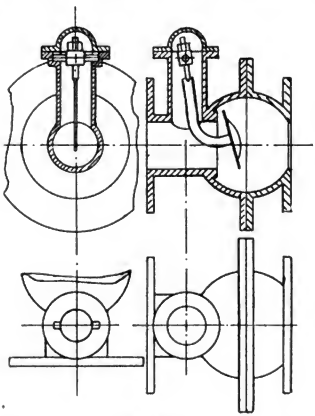
Das Ventil kann so an den Kammern befestigt werden, dass das Hebelgehäuse radial nach innen oder nach aussen, nach der Turbinenwelle zu, oder davon abgerichtet ist. In jedem Falle kann man die Einwirkung der Zentrifugalkraft auf das Ventil so benutzen, dass sie das Ventil mit einer gewissen Kraft stets zu schliessen oder zu öffnen sucht. Ist das Hebelgehäuse von der Welle radial abgekehrt, so kann man die Einwirkungen der Zentrifugalkraft auf die Bewegungen des Ventils auch so regeln, dass das Ventil um eine gewisse offene Mittelstellung herum durch sie geöffnet und geschlossen wird.

Digitized by Google

Die praktischen Eigenschaften des einstufigen Schnellaufers.

Sehen wir uns nun die numerischen Werte der Tabelle IV einmal näher an.

Zunächst bemerken wir die hohe Tourenzahl der Reaktions-Gasturbine, die selbst, wenn der Raddurchmesser auf 10 m gestiegen ist, noch etwa 2000 bei $w = 1000$, und 1000 bei $w = 500$ beträgt. Bei einem Durchmesser von nur 0,5 m steigen die Umgänge in der Minute entsprechend auf 38000 bezw. 19000. Man



Figur 8.

muss deshalb den Durchmesser der Gasturbine stets so gross als irgend möglich wählen, wenn es auf eine möglichst niedrige Tourenzahl ankommt. Dieser Nachteil der Reaktionsturbine lässt sich nur vermindern, wenn man ihr neben den Reaktionsrädern noch Aktionsräder gibt. Dadurch würde aber die Turbine komplizierter.

Den andern Uebelstand der Gasturbine, dass sie wie ein Gasmotor nicht von selbst angeht, sondern angedreht werden muss, kann man eventl. durch besondere Hülfsmittel, etwa Druckluft beheben.

Digitized by Google

Daneben zeigt aber die Gasturbine als einstufiger Schnellläufer in der Gestalt, die wir ihm hier gegeben haben auch Vorzüge vor andern Wärmemotoren. Vor allem ist sie unübertreffbar einfach und wohl auch leicht und billig.

Nehmen wir z. B. eine Gasturbine für 100 PS. Wollen wir ihre Betriebsgase aufs äusserste ausnutzen und die Düse mit 1000 m/sek rotieren lassen, ist aber der Raum zur Aufstellung der Gasturbine so beschränkt, dass man ihr einen grösseren Durchmesser als 0,5 m nicht geben kann, so kommt man allerdings zu Tourenzahlen von 38000 in der Minute, eine Zahl, die auch über das im Dampfturbinenbetrieb übliche hinausgeht. Die ganze Turbine besteht dann aber auch nur aus dem in Figur 7 gezeichneten Armkreuz mit Kammerbohrungen von 1,45 cm lichten Durchmesser bei einer Länge von 20 cm. Luft- und Gaszuleitungen und Ventile sind entsprechend winzig, und deshalb kann das Motorgewicht, auf die Pferdestärke berechnet, geringergehalten werden, als bei den leichtesten Automobil-Motoren. Lässt man nur eine Düsen-Geschwindigkeit von 500 m/sek zu, so sinkt die Tourenzahl auf 19000, die schon im Rahmen der im Dampfturbinenbetrieb üblichen liegt. Auch dann haben die Kammern für 100 PS erst einen lichten Durchmesser von 2,68 cm bei nur 20 cm Länge. Die Gasturbine ist also, ev. mit einer entsprechenden Uebersetzung, für alle die Verwendungsarten besonders geeignet, in denen es auf Leichtigkeit des Motors ankommt. Sie eignet sich auch für den Automobil Betrieb, hierin kann man ihr auch einen grösseren Durchmesser als 0,5 m geben und dadurch ihre Tourenzahl in die Nähe der bei schnelllaufenden Automobil-Motoren gebräuchlichen herabmindern. Aber nicht nur für den Automobil-Betrieb kurzweg ist die Gasturbine anscheinend brauchbar, sondern auch für Motor-Fahrräder, namentlich die kleinsten Gasturbinchen für 3 bis 10 PS.

Durch die Gasturbine kann auch eine wesentliche Verbilligung der Motor-Fahrzeuge eintreten.

Digitized by Google

Als eine für den Automobilbetrieb besonders geeignete Uebersetzung empfiehlt sich die elektrische Uebertragung, bei der der kleine und leichte einstufige Schnelläufer zunächst eine Dynamomaschine in Gang setzt, die wegen der hohen Tourenzahl ebenfalls klein und leicht ausfällt. Die Dynamomaschine setzt dann einen Elektromotor in Bewegung, und dieser die Räder des Automobils. Bei dieser Kombination kann sich das Automobil in jedem beliebigen Tempo bewegen, während die Gasturbine ganz unabhängig davon ihre gleichmässige und schnelle Rotation beibehält. Die gleiche Kombination hat man ja im Automobilbetrieb auch mit den gebräuchlichen Benzinmotoren versucht. Wegen der an sich schon komplizierten Benzinmotoren-Anlage fällt sie da natürlich etwas verwickelt aus.

Im stationären, wie auch im Schiffsbetrieb hat man freiere Hand bezüglich des Durchmessers der Turbine und kann dann zu Tourenzahlen gelangen, die nichts besonderes mehr an sich haben. Bei 2 m Durchmesser beträgt die Zahl der Umgänge in der Minute zwar noch 9500 bezw 4750, bei 4 m aber nur noch 4750 bezw. 2325. Ein Raddurchmesser von 4 m hat aber schon für eine Gasturbine von 100 PS nichts absonderliches mehr. Und Konstruktionsschwierigkeiten bieten die grossen Durchmesser auch nicht.

Ihre eigentliche Stärke zeigen die Gasturbinen aber erst bei den grösseren Leistungen. Betrachten wir z. B. eine Gasturbine von 1000 PS. Bei 1000 m/sek Düsengeschwindigkeit beträgt der lichte Durchmesser der Kammern nur 4,6 cm, bei 500 m/sek Düsengeschwindigkeit erst 8,2 cm. Bei 1000 m/sek Düsengeschwindigkeit würde die Kammer mit 8,2 cm lichtem Durchmesser nach Tabelle IV fast 5000 PS leisten. Derartig kolossale Leistungen bei winzigen Abmessungen werden der Gasturbine von keinem andern Wärmemotor nachgemacht.

Auch nicht von der D a m p f turbine, zu der bei diesen Leistungen noch ein grosser Dampfkesselapparat gehört. Zur Gasturbine ist nur ein verhältnismässig kleiner Gasgenerator notwendig.

Digitized by Google

UNIV. OF CALIFORNIA

Diese Eigenschaften des einstufigen Schnelläufers sind u. a. auch für den Schiffsbetrieb sehr vorteilhaft. Zur direkten Verwendung auf Schiffen ist wohl aber seine Tourenzahl zu hoch. Vielleicht findet er aber mit Hilfe der schon erwähnten elektrischen Uebersetzung, die sich für die allergrössten Leistungen herstellen lässt, Verwendung als Schiffsmaschine. Die Schiffsschrauben können dann ganz unabhängig von der Bewegung der Gasturbine in jedem beliebigen Tempo vorwärts und rückwärts rotieren. Mit der Gasturbinen-Schiffsmaschine wäre man den gefährlichen Dampfkessel los. Dafür tauscht man allerdings den Gasgenerator ein, etwa eine Sauggasanlage. Im Sauggas-Gasturbinenbetrieb werden die Kohlen aber 2 bis 3 mal besser ausgenutzt, als im Dampfkessel-Dampfmaschinenbetrieb, der Aktionsradius eines Schiffes wird also 2 bis 3 mal grosser bei sonst gleichen Verhältnissen, abgesehen davon, dass der Sauggasgenerator leichter ist und weniger Raum einnimmt, als eine Dampfkesselanlage, dass er leichter zu bedienen und ungefährlicher ist. Verletzungen der Sauggasanlage etwa durch Schüsse im Kriegsschiffbetrieb können auch nicht annähernd zu solchen Katastrophen Veranlassung geben, wie beim Dampfkesselbetrieb im gleichen Falle. Noch bequemer und einfacher wird der Gasturbinen-Schiffsbetrieb, wenn man den Schiffsmotor mit Petroleum oder ähnlichen Stoffen betreibt. Dann fällt auch noch die Sauggas-Anlage fort, und an ihre Stelle tritt ein einfacher Karborator. Für Torpedoboote ist auch wichtig, dass Petroleum und ähnliche Stoffe sehr leicht verladen werden können.

Wenn man die Kammern der Gasturbine zur besseren Regulierung in mehrere Kammersätze zerteilt, ist ihr Aufbau im Vergleich mit andern Motoren noch bemerkenswert einfach.

Digitized by Google

Verlag von C. J. E. Volckmann Nachfolger, Rostock.

100 Jahre Dampfschiffahrt.

1807—1907.

Schilderungen und Skizzen aus der Entwickelungsgeschichte des Dampfschiffes

von Karl Radunz, Ingenieur.

Mit 125 Abbildungen und 2 Tafeln:

Längs- und Querschnitt des Dampfers **„Amerika."**

Mark 7.50, in eleg. Leinenband **Mark 8.50**

Inhalt:

I. Einleitung.

II. Vor der Einführung der Dampfschiffahrt. Einiges über die Schiffahrt im allgemeinen und die Segelschiffahrt im besonderen. — Blasco de Garay, Papin und ihre Stellung in der Erfindungsgeschichte des Dampfschiffes. — Vorläufer des Dampfschiffes in Grossbritannien, Frankreich und Amerika.

III. Die Aera des Dampfschiffes. Robert Fulton, sein „Clermont" und der Beginn der Dampfschiffahrt. - Die Einführung der Dampfschiffahrt in den verschiedenen Ländern. — Die ersten Dampfer in der Ostsee. Ein Beitrag zur Einführungsgeschichte des Dampfschiffes. — Schaufelrad und Schiffsschraube. — Die Entstehung von Dampfergesellschaften und die Anfänge der regelmässigen Ozeanschiffahrt. — Eiserne und stählerne Dampfschiffe. — Der „Great Eastern" und seine Schicksale. — Die Einführung des Dampfschiffes in die Kriegsmarinen. — Ein Blick in die Maschinenanlagen früherer Dampfschiffe. — Dampfschiff und Segelschiff in Konkurrenz. — Fortschritte im Bau und Betrieb der Schiffsmaschinenanlagen Schnelldampfer. Zwei- und Dreischraubenschiffe. — Moderne Riesendampfer. Der Ozeanrekord. Das schnellste Schiff der Welt. Die Sicherheit im heutigen Dampfschiffsverkehr und die Sicherheitseinrichtungen auf Dampfschiffen. — Einiges über die Dampfschiffahrt in Amerika. — Die Einführung der Dampfturbine als Schiffsmaschine. Turbinenschiffe. — Die Entwickelung der Dampfschiffahrt in ihrer kulturellen Bedeutung. Rückblick und Ausblick.

Anhang: **Die ersten Dampfer ihrer Art** (Chronologische Zusammenstellung.)

Digitized by Google

Verlag von C. J. E. Volckmann Nachfolger, Rostock.

Der moderne Dampfkessel

der

Kriegs- und Handels-Schiffe,

seine Bauart, Wirkungsweise, Behandlung und Bedienung.

Ein Handbuch

für Schiffsoffiziere, Konstrukteure und Studierende

von Max Dietrich, Marine-Oberingenieur a. D.

Mit 260 Abbildungen, Konstruktionszeichnungen, Schnitten und Tabellen.

Vollständig in 5—6 Lieferungen (25—30 Bogen gr. 8°) à **Mk. 2.—**

Der erste Teil des Buches bringt neben einer kurzen Einleitung die **Vor- und Nachteile der verschiedenen Kessel-Systeme** und die **Geschichte der Wasserrohr-Kessel.** Der zweite Teil beschäftigt sich mit dem **Material**, der dritte mit der **Konstruktion der Schiffs-Kessel.** Im zweiten Teile sind neben den **Würzburger Normen die Bestimmungen des Reichs-Marine-Amts** besonders berücksichtigt, und für den dritten Teil sind hauptsächlich die neuesten Grundsätze der **Hamburger Baupolizei-Behörde** zur Anwendung gekommen. Im vierten Teil wird die **Ausrüstung der Schiffs-Kessel**, im fünften die **Dampferzeugung** eingehend besprochen. In diesen beiden Teilen wurden die für die **Kaiserliche Marine geltenden Vorschriften** soviel wie möglich herangezogen. Der sechste Teil enthält ausser einer Auswahl ausgeführter **Beispiele bezüglich Konstruktion und Berechnung der Schiffs-Kessel eine Anzahl wichtiger Tabellen**, und der siebente und letzte Teil bringt die **Beschreibung der bekanntesten Wasserrohr-Kessel-Systeme.**

Verlag von C. J. E. Volckmann Nachfolger, Rostock.

UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY

THIS BOOK IS DUE ON THE LAST DATE
STAMPED BELOW

SEP 15 1915

JAN 4 1927

JAN 21 1927

DEC 11 1928

30m-1,'15

Dam[illegible]me

K[illegible]

Ueber 300 S[illegible] Tabellen.

Inhal[illegible] — Die wichtigsten [illegible] Parsons — de Lavi[illegible]dler — Stumpf — [illegible]ghouse-Parsons. —

Das Die[illegible]resse aus-nahmslos günsti[illegible]d Hütten-männische Zeitu[illegible] dasselbe:

Der Ver[illegible]t Dampf-kraftmaschine g[illegible]nde Zu-sammenstellung[illegible]d Schiffs-zwecke zu gebe[illegible]r in der Lage, die Brauc[illegible] Systeme, namentlich für [illegible]

Nachdem [illegible]e gegen-über der Kolbe[illegible] Einteilung nach der Wirku[illegible]d Art der Beaufschlagung [illegible]rschied-lassen. Der dri[illegible]die Düsen und Schaufeln[illegible]r, deren günstigste Form[illegible]handelt **in erschöpfe[illegible]rbinen-Systeme und [illegible] möglichst alles, was Bedeutung in der Turbinen-Fabrikation erlangt hat, an Hand klarer und übersichtlicher Abbildungen und Tabellen.**

Wertvoll ist das Werk durch die vielen Versuchs-Resultate, die in Form von Tabellen den einzelnen Systemen beigefügt sind. Es kann deshalb als ein brauchbares Hilfsmittel für das Verständnis der Wirkungsweise der Turbinen begrüsst werden und wird [illegible] jedem, der sich für diese Neuerung auf dem Maschinen-Gebiete interessiert, sei er Ingenieur oder Studierender, gute Dienste zu leisten imstande sein. —K.-V.

Digitized by Google

YC 12707

T-J 998
W4 299137

Wegner von Dallwitz

UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY

Digitized by Google